

# Diplomarbeit

**Thema: Potentiale des Einsatzes der Mehrkörpersystem-Simulation im Auslegungsprozess von Getrieben für Windenergieanlagen**

Bearbeiter: Nils Becker  
Matrikel-Nr.: 3959154

Betreuender Hochschullehrer: Prof. Dr.-Ing. B. Schlecht  
Technische Universität Dresden  
Fakultät Maschinenwesen  
Institut für Maschinenelemente und  
Maschinenkonstruktion

Betreuer: Dr.-Ing. T. Rosenlöcher  
Technische Universität Dresden  
Fakultät Maschinenwesen  
Institut für Maschinenelemente und  
Maschinenkonstruktion

Ort der Durchführung: Technische Universität Dresden  
Fakultät Maschinenwesen  
Institut für Maschinenelemente und  
Maschinenkonstruktion

Zeitraum: 07.01.2019 - 06.06.2019



## **Aufgabenstellung für die Diplomarbeit**

**in der Studienrichtung:** Allgemeiner und Konstruktiver Maschinenbau

**Name des Bearbeiters:** Nils Becker

**Matrikelnummer:** 3959154

### **Potentiale des Einsatzes der Mehrkörpersystem-Simulation im Auslegungsprozess von Getrieben für Windenergieanlagen**

*Potentials of using multibody-system simulation in the design process of gearboxes for wind turbines*

Auf Grund des instationären Windes gestaltet sich die Ermittlung der auf eine Windenergieanlage wirkenden Lasten schwierig. Für eine wirtschaftliche Auslegung der Anlage, insbesondere auch im Hinblick auf die Anforderungen, die sich aus der geforderten Lebensdauer von 20 Jahren bei begrenzten Wartungsmöglichkeiten ergeben, sind möglichst genaue und gesicherte Lastannahmen wünschenswert. Die Rotorlasten, die aus der Anströmung resultieren, werden üblicherweise mittels aerodynamischer Simulationssoftware berechnet und auf Lasten an der Rotornabe zurückgeführt. Aus diesen Lasten werden die kritischsten Werte aus unterschiedlichen Lastfällen ermittelt und für die Auslegung des Triebstrangs herangezogen. Durch die Abbildung der gesamten Anlage als MKS-Modell mit einer Schnittstelle zu aerodynamischer Berechnungssoftware ergeben sich neue Möglichkeiten zur Berechnung der Maschinenelemente unter Einbeziehung der unmittelbar einwirkenden Lasten. Ziel dieser Arbeit ist es, Unterschiede zwischen den Ansätzen aufzuzeigen und sich ergebende Potentiale zu bewerten.

Notwendig dazu ist zunächst die Einarbeitung in aktuelle Zertifizierungsvorschriften und Auslegungsverfahren. Aufbauend auf einem existierenden Modell einer Windenergieanlage sollen Ansätze mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad zur Berechnung der Lager und der Verzahnung aufgestellt werden. Dabei sind sowohl Modellierungsgenauigkeit als auch zeitliche Diskretisierung der auftretenden Lasten zu variieren. Für die Lager ist die Lebensdauer auszuwerten. Für die Verzahnungen im Planetengetriebe sind repräsentative Kenngrößen, wie etwa Lastverteilungs- und Lastaufteilungsfaktoren zu berechnen. Anschließend sind die Ergebnisse der Ansätze vergleichend darzustellen und zu beurteilen.

**Beginn:** 07.01.2019

**Ende:** 06.06.2019

**Gutachter:** Dr.-Ing. Thomas Rosenlöcher

**Verantw. HSL:** Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Prof. Dr.-Ing. habil. T. Schmidt  
Leiter der Studienrichtung

Prof. Dr.-Ing. B. Schlecht  
Betreuender HSL

### **Selbstständigkeitserklärung**

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit mit dem Titel *Potentiale des Einsatzes der Mehrkörpersystem-Simulation im Auslegungsprozess von Getrieben für Windenergieanlagen* selbstständig und ohne unzulässige Hilfe Dritter verfasst habe. Es wurden keine anderen als die in der Arbeit angegebenen Hilfsmittel und Quellen benutzt. Die wörtlichen und sinngemäß übernommenen Zitate habe ich als solche kenntlich gemacht. Es waren keine weiteren Personen an der geistigen Herstellung der vorliegenden Arbeit beteiligt. Mir ist bekannt, dass die Nichteinhaltung dieser Erklärung zum nachträglichen Entzug des Hochschulabschlusses führen kann.

Dresden, 06.06.2019

Nils Becker

# Inhaltsverzeichnis

<b>Akronyme</b>	<b>VI</b>
<b>Symbole</b>	<b>VIII</b>
Indizes . . . . .	X
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Wissenschaft und Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Zertifizierungsvorschriften für Windenergieanlagen . . . . .	3
2.2 Berechnungsgrundlagen der Maschinenelemente . . . . .	8
2.2.1 Breitenfaktor . . . . .	8
2.2.2 Aufteilungsfaktor . . . . .	14
2.2.3 Lagerlebensdauer . . . . .	17
<b>3 Modellbildung</b>	<b>22</b>
3.1 Allgemeines . . . . .	22
3.1.1 Betrachtete Anlage . . . . .	22
3.1.2 Koordinatensysteme . . . . .	23
3.2 Windmodell . . . . .	25
3.3 Modelle zur Mehrkörpersystem-Simulation . . . . .	26
3.3.1 Getriebemodell . . . . .	27
3.3.2 Getriebeprüfstand . . . . .	30
3.3.3 Anlagenprüfstand . . . . .	32
3.3.4 Anlage . . . . .	34
3.4 Modifikationen des Mehrkörpersystem-Simulationsmodells . . . . .	37
3.4.1 Verzahnungsmodifikationen . . . . .	37
3.4.2 Einstellbeweglichkeit der Sonnenräder . . . . .	41
3.4.3 Detaillierung des Kupplungsmodells . . . . .	43
3.5 Modell zur Lagerberechnung nach Norm . . . . .	46
3.6 Definition der Betriebspunkte . . . . .	48



<b>4 Auswertung</b>	<b>53</b>
4.1 Erhöhung des Modellumfangs . . . . .	53
4.1.1 Breitenfaktor . . . . .	53
4.1.2 Aufteilungsfaktor . . . . .	60
4.1.3 Lagerlebensdauer . . . . .	64
4.2 Betrachtung weiterer Betriebspunkte . . . . .	67
4.3 Weiterführende Untersuchungen . . . . .	72
4.3.1 Einsatz flexibler Körper . . . . .	72
4.3.2 Lastaufteilung zwischen Planetenlagern . . . . .	74
<b>5 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>78</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>83</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>86</b>
<b>Literatur</b>	<b>87</b>
<b>A Anhang</b>	<b>90</b>
A.1 Verzahnungsdaten . . . . .	90
A.2 Breitenlastverteilung . . . . .	92
A.2.1 Getriebeprüfstand (GBX TRG) . . . . .	92
A.2.2 Anlagenprüfstand (WT TRG) . . . . .	93
A.2.3 Anlage (WT) . . . . .	95
A.3 Lastaufteilung . . . . .	101
A.3.1 Getriebeprüfstand (GBX TRG) . . . . .	101
A.3.2 Anlagenprüfstand (WT TRG) . . . . .	102
A.3.3 Anlage (WT) . . . . .	103
A.4 Lagerlebensdauer . . . . .	104
A.4.1 Getriebeprüfstand (GBX TRG) . . . . .	104
A.4.2 Anlagenprüfstand (WT TRG) . . . . .	105
A.4.3 Anlage (WT) . . . . .	105
A.5 Ergebnisse mit flexiblen Körpern . . . . .	107

# Akronyme

<b>BMWi</b>	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
<b>CAD</b>	rechnerunterstütztes Konstruieren (computer-aided design)
<b>CPL</b>	Kupplung (coupling)
<b>DLC</b>	Design Load Case
<b>DNV</b>	Det Norske Veritas
<b>FEM</b>	Finite-Elemente-Methode
<b>FFT</b>	Fast-Fourier-Transformation
<b>FND</b>	Fundament (foundation)
<b>GBX</b>	Getriebe (gearbox)
<b>GBX TRG</b>	Getriebeprüfstand (gearbox test rig)
<b>GEN</b>	Generator (generator)
<b>GL</b>	Germanischer Lloyd
<b>GS</b>	Generatorseite
<b>HSG</b>	Maschinenhaus (housing)
<b>HSS</b>	3. Stufe (high speed stage)
<b>HUB</b>	Nabe (hub)
<b>IMS</b>	2. Stufe (intermediate speed stage)
<b>LCT</b>	Load Calculation Tool
<b>LF</b>	linke Flanke
<b>LSS</b>	1. Stufe (low speed stage)
<b>MFR</b>	Maschinenträger (main frame)
<b>MKS</b>	Mehrkörpersystem-Simulation
<b>MSH</b>	Hauptwelle (main shaft)
<b>NREL</b>	National Renewable Energy Laboratory
<b>PRNG</b>	Pseudozufallszahlengenerator
<b>PTJ</b>	Projekträger Jülich
<b>RBL</b>	Rotorblatt (rotor blade)
<b>RF</b>	rechte Flanke
<b>RS</b>	Rotorseite

<b>SEC</b>	Abschnitt (section)
<b>SPLVP</b>	SimPackLastVerteilungsPlot
<b>TWR</b>	Turm (tower)
<b>WT TRG</b>	Anlagenprüfstand (wind turbine test rig))
<b>YAW</b>	Azimutlager (yaw bearing)

# Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
$a$	m	Achsabstand
$a_1$	-	Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit
$a_{ISO}$	-	Systembeiwert
$b$	m	Breite
$b_{cal}$	m	rechnerische Zahnbreite
$b_e$	mm	Breite der Endrücknahme
$c_{H\beta}$	$\mu\text{m}$	Betrag der Flankenlinienwinkelmodifikation
$c_\beta$	$\mu\text{m}$	Betrag der Flankelinienballigkeit
$c_y$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}\mu\text{m}}$	Eingriffsfedersteifigkeit
$C_r$	N	dynamische radiale Tragzahl
$d$	m	Teilkreisdurchmesser
$d_a$	m	Kopfkreisdurchmesser
$d_f$	m	Fußkreisdurchmesser
$f$	Hz	Frequenz
$F$	N	Kraft
$F_m$	N	mittlere Umfangskraft am Teilkreis
$F_n$	N	Zahnnormalkraft
$F_{n0}$	N	mittlere Zahnnormalkraft
$F_{PL}$	N	Planetenlagerkraft
$F_{PL1}$	N	Kraft auf Planetenlager 1
$F_{PL2}$	N	Kraft auf Planetenlager 2
$F_{tPL}$	N	Summe der Umfangskräfte eines Planets
$F_{\beta y}$	$\mu\text{m}$	wirksame Flankenlinienabweichung
$h$	m	Höhe

$h_N$	m	Nabenhöhe
$H$	%	Zeitanteil/Häufigkeit
$i$	-	Laufvariable
$K_{Ers}$	-	Ersatzfaktor
$K_{H\beta}$	-	Breitenfaktor
$K_V$	-	Dynamikfaktor
$K_Y$	-	Aufteilungsfaktor
$K_Y^*$	-	Betriebsaufteilungsfaktor
$l_e$	$\mu\text{m}$	Betrag der Flankelinienendrücknahme
$L$	m	Abstand der Planetenlagermittelpunkte
$L_{10}$	-	nominelle Lebensdauer in Umdrehungen
$L_{10mr,i}$	-	modifizierte Referenzlebensdauer bei Lastniveau $i$ und 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit
$L_{h10}$	h	nominelle Lebensdauer in Stunden
$L_{nm}$	-	erweiterte Lebensdauer
$L_{nmr}$	-	modifizierte Referenzlebensdauer
$m$	kg	Masse
$m_n$	mm	Normalmodul
$M$	N m	Moment
$M_T$	N m	Drehmoment
$n$	$\frac{1}{s}$	Drehzahl
$n_m$	$\frac{1}{s}$	mittlere Drehzahl
$N$	-	Anzahl
$N_{pl}$	-	Planetenanzahl
$p$	-	Lebensdauerexponent
$P$	W	Leistung
$P_r$	N	dynamische äquivalente radiale Belastung
$q_i$	s	Zeit auf Lastlevel $i$
$S$	-	Schädigung
$S_F$	-	Sicherheitsfaktor für Zahnfußbeanspruchung
$S_H$	-	Sicherheitsfaktor für Flankenpressung
$t$	s	Zeit
$t_i$	s	Zeit in Klasse $i$ des Lastkollektivs
$T$	s	Gesamtzeit
$v$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit
$v_{ave}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	mittlere Windgeschwindigkeit
$v_{ref}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Referenzwindgeschwindigkeit

$v_w$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Windgeschwindigkeit
$v_{w,N}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe
$x$	-	Profilverschiebungsfaktor
$z$	-	Zähnezahl
$\alpha$	°	Eingriffswinkel
$\alpha_H$	-	Höhenexponent
$a_{HSH}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Drehbeschleunigung der Getriebeausgangswelle
$\alpha_t$	°	Stirneingriffswinkel
$\beta$	°	Schrägungswinkel
$\sigma_H$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Flankenpressung
$\sigma_{H0}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	nominelle Flankenpressung
$\sigma_{H,Hilf}$	N	Hilfswert zur Ermittlung des zulässigen Ersatzfaktors

## Indizes

Index	Beschreibung
1	Sonne
2	Planet
3	Hohlrad
$a$	axial
$erf$	erforderlich
$max$	maximal
$Pl$	Planet
$PL$	Planetenlager
$r$	radial
$St$	Steg
$t$	tangential
$zul$	zulässig

# 1 Einleitung

Die Erzeugung von Strom aus Windenergie stellt mittlerweile einen zentralen Bestandteil der Energieversorgung in Deutschland dar. Der Anteil erneuerbarer Energien am Strommix betrug 2017 33 %. Mit 16 % der Bruttostromerzeugung stellt die Windenergie knapp die Hälfte davon und ist damit die bedeutendste erneuerbare Energiequelle in Deutschland [1]. Auch international ist ein Ausbau der Windenergie und ein steigender Anteil an der Energieversorgung zu beobachten. Da die Energieerzeugung einen bedeutenden Anteil des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes verursacht [2], ist ein weiterer Ausbau der erneuerbaren Energien zur Begrenzung der globalen Klimaerwärmung zwingend erforderlich. Es ist davon auszugehen, dass die Windenergie bei diesem Ausbau auch weiterhin eine zentrale Rolle spielt. Seit Jahren zeigt sich bei den Anlagen ein Trend zu höheren Leistungen, die auch in Zukunft voraussichtlich noch weiter steigen werden. Dabei sind zwei grundlegende Gestaltungsmöglichkeiten des Antriebsstrangs zu beobachten. In direkt angetriebenen Anlagen ist ein langsam laufender Generator direkt mit dem Rotor verbunden, in Anlagen mit Getriebe wird ein schnell laufender, kleinerer Generator verwendet. Das Hauptgetriebe stellt in diesen Anlagen ein elementares Bauteil dar. Tritt ein Schaden im Getriebe auf, der einen Ausfall zur Folge hat, so wird dadurch die gesamte Anlage stillgelegt. Zum Ertragsverlust durch den Anlagenausfall kommen Kosten für die Reparatur des Getriebes, die aufgrund der Position im Turmkopf vergleichsweise hoch ausfallen können.

Um einen Getriebeschaden während des Betriebs zu vermeiden, muss dieses mit ausreichender Sicherheit ausgelegt werden. Gleichzeitig steigen mit den zunehmend größer werdenden Anlagen auch die Turmkopfmassen, was die Anforderungen an ein möglichst geringes Gewicht der Bauteile im Turmkopf erhöht. Für Windenergieanlagen ergibt sich zusätzlich die Problematik, dass der Wind, welcher die Lasten auf das Getriebe hervorruft, turbulent ist und während der Anlagenlebensdauer in unterschiedlichsten Stärken auftreten kann. Um eine sichere und wirtschaftliche Auslegung zu ermöglichen, existieren Zertifizierungsvorschriften, welche die zu erwartenden Belastungen in Lastfälle systematisieren und Mindestanforderungen an Berechnung und Auslegung festschreiben.

Neben der primären Belastung durch den Rotor können auch Wirkungen aus der Anlagenstruktur und durch andere Bauteile, wie Kupplung und Generator, einen Einfluss auf das Getriebe haben. Für den Getriebeentwurf ergeben sich daraus folgend mehrere Fragestellungen. Zum einen stellt sich die Frage, wie die Rotorlasten hinreichend genau auf die Getriebebelasten überführt werden können. Zum anderen ist zu klären, welchen Detaillierungsgrad das verwendete Berechnungsmodell aufweisen muss, um das Getriebeverhalten auch unter eventuellen Einflüssen aus der Anlagenstruktur abbilden zu können. Händische Berechnungsverfahren unter Anwendung einschlägiger Berechnungsnormen werden den Anforderungen an Genauigkeit in einem derart komplexen System meist nicht mehr gerecht. Aus diesem Grund werden Berechnungsprogramme eingesetzt, die einzelne Teilgebiete der Auslegung, wie etwa die Verzahnung, abdecken. Zunehmend erfolgt dabei auch die Abbildung des gesamten Getriebesystems unter Nutzung unterschiedlicher Berechnungsteilmodule. Die Rotorlasten werden dabei üblicherweise extern mit Aerodynamiksoftware berechnet und auf Lasten am Getriebe zurückgeführt.

Eine Möglichkeit zur Abbildung und Berechnung umfangreicher Systeme bietet sich mithilfe der Mehrkörpersystem-Simulation (MKS). Mit ihr können Modelle aus mehreren Körpern und deren Wechselwirkungen, zum Beispiel über Kraftelemente, dargestellt werden. Die Software stellt anschließend die Bewegungsgleichungen des Systems auf und löst diese numerisch. Moderne MKS-Software ist dabei äußerst umfangreich und erlaubt beispielsweise die Einbindung und Berechnung flexibler Körper. Zudem werden Schnittstellen zu anderen Berechnungsprogrammen und -algorithmen bereitgestellt. So lässt sich etwa Software zur Berechnung der Rotoraerodynamik einbinden, mit welcher die Rotorlasten unmittelbar in das System eingebunden werden können. Weiterhin lässt sich auch die Regelung der Anlage über Schnittstellen abbilden. Damit wird die Simulation der gesamten Windenergieanlage möglich, wodurch auch Einflüsse der Anlage auf das Getriebe einfach dargestellt werden können. Zur Auslegung benötigte Größen lassen sich aus den Ergebnissen auslesen und können mit Berechnungsskripten weiterverarbeitet werden. Durch die zunehmende Erhöhung der Modellgenauigkeit und des Modellumfangs erhöht sich jedoch auch der Aufwand, welcher zur Modellbildung erforderlich ist. Somit stellt sich die Frage, ob ein verstärkter Einsatz der MKS im Auslegungsprozess von Getrieben für Windenergieanlagen sinnvoll ist.

Ziel dieser Arbeit ist aus diesem Grund die Untersuchung verschiedener MKS-Modellstufen, deren Einsatz im Auslegungsprozess eines Windenergieanlagengetriebes denkbar wäre. Neben dem Umfang der Modelle unterscheidet sich dabei auch die Ermittlung und Einleitung der Lasten. Auf diese Weise sollen wesentliche Effekte bei Erhöhung der Modelldetaillierung identifiziert und deren Einfluss auf das Hauptgetriebe dargestellt werden. Eine weitere Ebene der Detaillierung ist die Betrachtung mehrerer Betriebspunkte, die der Auslegung nach Nennlasten gegenübersteht und sich im Auslegungsprozess üblicherweise an diese anschließt. Letztendlich soll damit eine Aussage gewonnen werden, in welchem Umfang und für welche Bereiche ein Einsatz der Mehrkörpersystem-Simulation bei einer Getriebeauslegung für Windenergieanlagen sinnvoll sein kann.



## 2 Stand der Wissenschaft und Technik

### 2.1 Zertifizierungsvorschriften für Windenergieanlagen

Für die Auslegung von Windenergieanlagen und deren Komponenten existieren mehrere Normen, welche zu erbringende Anforderungen beschreiben. International hat sich dabei insbesondere die Norm IEC 61400 etabliert, die in Deutschland als DIN EN 61400 umgesetzt ist. Neben dieser existieren aber auch weitere Vorschriften, hier seien beispielhaft die Richtlinien der Klassifizierungsgesellschaften Det Norske Veritas (DNV) und Germanischer Lloyd (GL) genannt [3]. Im Folgenden soll ein grundlegender Überblick über diese Normen bezüglich der hier relevanten Bereiche der Lastannahmen und Getriebeauslegung gegeben werden.

Da die Windverhältnisse standortabhängig sehr unterschiedlich ausfallen können, werden für die Auslegung der Anlagen unterschiedliche Windklassen verwendet. Die Klassen nach DNV sind in Tabelle 2.1 dargestellt, sie entsprechen, bis auf die Turbulenzintensität  $A+$ , der Einteilung nach IEC [3]. Zusätzlich existiert noch die Anlagenklasse S, bei der die Parameter durch den Hersteller zu definieren sind und die für Auslegungen an Sonderstandorten Verwendung findet. Die Unterscheidung zwischen den Klassen erfolgt nach der Referenzwindgeschwindigkeit  $v_{ref}$ . Diese Windgeschwindigkeit wird als zehnminütiges Mittel gemessen und tritt statistisch gesehen einmal innerhalb von 50 Jahren auf. Aus ihr leiten sich zudem die Werte für die maximal zu erwartenden Böen ab [3]. Die mittlere Windgeschwindigkeit  $v_{ave}$  entspricht der Durchschnittswindgeschwindigkeit eines Jahres, betrachtet über mehrere Jahre. Diese geht in die Verteilungsfunktionen für die Wingeschwindigkeit am jeweiligen Standort ein [4]. Innerhalb der einzelnen Klassen ist zudem eine Unterscheidung bezüglich der Turbulenz vorhanden. Weiteres zur Wind- und Turbulenzmodellierung ist in Abschnitt 3.2 beschrieben.

Tabelle 2.1: Onshore-Windenergieanlagenklassen nach DNV [4]

Windenergieanlagenklasse		I	II	III
Referenzwindgeschwindigkeit	$v_{ref} [\frac{m}{s}]$	50	42,5	37,5
mittlere Windgeschwindigkeit	$v_{ave} [\frac{m}{s}]$	10	8,5	7,5
Turbulenzintensität	A+		0,18	
	A		0,16	
	B		0,14	
	C		0,12	

Die Auswahl der Anlagenklasse beeinflusst die Lastannahmen, da die auftretenden Lasten hier zu großen Teilen von Windgeschwindigkeiten und Turbulenz bestimmt werden. Weiterhin wirken auf die Windenergieanlage aber auch Lasten, die aus der Masse der Anlage resultieren, wie Gewichts- und Fliehkräfte. Sämtliche wirkenden Belastungen werden zudem vom Anlagenzustand mitbestimmt. So können sich die aus der Luftkraft resultierenden Rotorbelastungen durch eine Schräganströmung des Rotors oder die Fliehkräfte in Folge der Drehzahl verändern. Dementsprechend müssen für die Definition eines Lastfalls, welcher eine während der Anlagenlebensdauer auftretende, repräsentative Belastung abbilden soll, sowohl die äußeren Bedingungen, als auch die Anlagenparameter festgelegt werden [3]. Damit die kritischen Fälle für die Auslegung einer Anlage erfasst werden, ist die Nachrechnung verschiedener Lastfälle nötig. Aufgrund der Vielzahl möglicher Belastungssituationen ergibt sich theoretisch eine extrem hohe Zahl nachzurechnender Fälle. Um dies zu systematisieren, werden die Lastfälle in den Normen in unterschiedliche Kategorien eingeteilt. Diese umfassen etwa Produktionsbetrieb, auch mit Auftreten eines Fehlers, Start der Anlage, normale Abschaltung, Notabschaltung, Parken, sowie teilweise weitere Kategorien [4, 5]. Ein Lastfall wird in den Normen üblicherweise als Design Load Case (DLC) bezeichnet. Für jeden DLC sind dabei Betriebs- und Anlagenparameter vorgegeben, wobei er auch die Untersuchung mehrerer Parametervarianten erfordern kann, strenggenommen also mehrere Lastfälle umfasst.

Bezüglich der Auslegung und Konstruktion der Getriebe für Windenergieanlagen sind in den Normen ebenfalls grundlegende Anforderungen festgelegt. Hier sollen insbesondere die Vorschriften IEC 61400-4 „Design Requirements for Wind Turbine Gearboxes“ [5] und DNVGL-ST-0361 „Machinery for wind turbines“ [6] zusammengefasst werden. Ziel der festgelegten Anforderungen ist es, sicherzustellen, dass die eingesetzten Getriebe eine hohe Zuverlässigkeit besitzen und die geforderte Lebensdauer von 20 Jahren erreichen. Die Zuverlässigkeit ist für das Getriebe von besonderer Bedeutung, da ein Ausfall die Funktionalität der gesamten Anlage betrifft.

In der IEC 61400-4 [5] sind von der Gestaltung des Entwurfsprozesses über die Auslegungs-

bedingungen bis hin zum Betrieb Anforderungen an alle Abschnitte des Getriebelebens beschrieben. Der Entwurfsprozess ist dabei ein iteratives Verfahren, da sich Getriebe und der Rest der Anlage gegenseitig beeinflussen. So ist zunächst der Entwurf des Rotors nötig, um die auftretenden Lasten quantifizieren zu können, das Design des Getriebes kann dann wiederum die Regelung beeinflussen, was auf die Lasten rückwirken kann. Damit können unter Umständen mehrere Optimierungsschritte bis zu einem zufriedenstellenden Ergebnis nötig sein.

Zur Auslegung des Getriebes ist zunächst die Definition der Schnittstellen zu anderen Teilen der Anlage notwendig. Dies ist insbesondere für die Kommunikation zwischen Anlagen- und Getriebehersteller von Bedeutung. Der Anlagenhersteller hat für diese Schnittstellen die zu erwartenden Lasten anzugeben, welche mit Hilfe von Simulationen ermittelt werden. Neben den Lastfällen, die nach IEC 61400-1 [7] und IEC 61400-3 [8] mindestens betrachtet werden müssen, sind zusätzlich Lastfälle zu betrachten, welche die Auslegung des Getriebes beeinflussen. Beispiele für solche Fälle sind nach der Norm etwa Situationen, die axiale Bewegungen bei geringen Lasten, eine Momentenumkehr oder Beschleunigungen beziehungsweise Verlangsamungen des Antriebsstranges hervorrufen [5]. Das Ergebnis der durchgeführten Lastfallsimulationen ist zunächst der Zeitverlauf der betrachteten Größen, der je nach auszulegendem Element teilweise noch weiterverarbeitet werden muss. Für den Betriebsfestigkeitsnachweis sind nach IEC hierfür die Rainflow-Zählung und die Verweildauerzählung anzuwenden. Diese Zählverfahren dienen dazu, Lastkollektive aus dem Zeitverlauf abzuleiten. Bei der Rainflow-Klassierung werden geschlossene Belastungshysteresen gezählt. Diese entsprechen einer Energie, die der Schädigung des Werkstoffs zur Verfügung steht [9]. Sie findet vor allem bei Strukturbauteilen Anwendung. Mit Hilfe der Verweildauerzählung wird ausgewertet, wie lange ein bestimmtes Lastniveau auf ein Bauteil wirkt [10]. Insbesondere für Lager ist sie damit geeignet, da sich die Beanspruchung hier aus der Anzahl der Umdrehungen bei einer bestimmten Last ableiten lässt. Hierbei findet üblicherweise die zweiparametrische Zählung Anwendung, bei welcher der Zeitverlauf sowohl hinsichtlich Last als auch Drehzahl klassiert wird. Weitere Informationen zu den Zählverfahren sind zum Beispiel in der FVA-Richtlinie „Zählverfahren“ [10] zu finden. Für die Extremlasten ist keine weitere Verarbeitung nötig, nach IEC ist hier nur anzugeben, in welchem Betriebszustand die Last aufgetreten ist. Zusätzlich ist eine Analyse des dynamischen Verhaltens des Antriebsstrangs erforderlich. Dazu sind Modalanalyse, sowie Berechnungen im Zeit- und Frequenzbereich zulässig. Angegeben werden sollen mindestens die Torsionssteifigkeit, Eigen- und Anregungsfrequenzen, sowie Steifigkeiten, Massen, Trägheiten und Dämpfungswerte der Getriebekomponenten. Weiterhin ist ein Campbell-Diagramm zu erstellen.

Die Auslegung der Verzahnungen erfolgt weitgehend nach ISO 6336 [11], die IEC-Norm schreibt hier nur bestimmte Werte vor, die sich aus Erfahrungen mit Windenergieanlagen als günstig erwiesen haben. So ist die Sicherheit gegen Ermüdungsschäden für Zahnfußbrüche auf  $S_F > 1,56$  und für Flankenschäden auf  $S_H > 1,25$  festgelegt, die Sicherheiten gegen statische Maximalbelastung betragen  $S_F > 1,4$  und  $S_H > 1,0$ . Die Einflussfaktoren sind

in den meisten Fällen mit Methode B der ISO 6336 zu berechnen. Für den hier betrachteten Lastaufteilungsfaktor  $K_Y$  sind Werte abhängig von der Planetenanzahl festgelegt. Bei einer Planetenstufe mit 3 Planeten ist  $K_Y = 1,1$  und mit 4 Planeten  $K_Y = 1,25$  anzusetzen. Der Breitenfaktor  $K_{H\beta}$  sollte nach Methode B der ISO 6336 mittels numerischer Berechnungen ermittelt werden, wobei die Norm festlegt welche Einflüsse mindestens zu betrachten sind. Sollte sich ein Wert von  $K_{H\beta} < 1,15$  ergeben, ist  $K_{H\beta} = 1,15$  anzusetzen. Zur Beeinflussung des Tragverhaltens können Verzahnungsmodifikationen angewandt werden. Da die Auslegung nur für einen Betriebspunkt erfolgen kann, eine Windenergieanlage aber bei sehr unterschiedlichen Lasten betrieben wird, stellt sich die Frage, was als Auslegungspunkt gewählt wird. Die IEC 61400-4 schlägt hierzu den Punkt vor, der am meisten zur Oberflächenermüdung beiträgt. Allerdings ist bei der Auslegung der Modifikationen auch zu beachten, dass unterschiedliche Aspekte des Getriebeverhaltens, wie Beanspruchung, Fressgefahr, oder Getriebegeräusch, beeinflusst werden. Zudem kann sich eine zu starke Modifikation auch negativ auswirken [5].

Die Berechnung der Wälzlager orientiert sich im Wesentlichen an den Normen DIN ISO 76 [12] und DIN ISO 281 [13]. Um eine genauere Berechnung der Lagerlebensdauer zu ermöglichen, können auch weitergehende Berechnungsverfahren eingesetzt werden, die etwa die Druckverteilung und Ungenauigkeiten der Wellen und Gehäuse berücksichtigen [5]. Wälzlager können sowohl bei zu geringer, als auch bei zu hoher Belastung Schaden nehmen, wodurch sich ein bestimmter Bereich ergibt, in dem sich die Lagerlast befinden sollte. Dieser Bereich ist in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt. Auf Grund der stark veränderlichen Lasten im Betrieb einer Windenergieanlage sollte die Lagerauswahl hier mit besonderer Sorgfalt erfolgen. Neben der Belastung benennt die Norm auch zahlreiche andere Faktoren, die bei der Lagerwahl zu beachten sind, beispielhaft seien hier Schwingungen, Form- und Lageabweichungen, sowie die Ölversorgung genannt [5]. Zur Auslegung soll das komplette Lastspektrum mit allen äußeren und inneren Lasten herangezogen werden. Da die Lagerauswahl üblicherweise in Zusammenarbeit mit dem Lagerhersteller erfolgt, sind auch hier wieder Schnittstellen zu definieren und alle relevanten Größen, wie Kräfte, Momente und Drehzahlen, an diesen Schnittstellen anzugeben. Als Lagerlebensdauer soll die modifizierte nominelle Referenz-Lebensdauer  $L_{nmr}$  nach ISO/TS 16281 [14] berechnet werden, wobei die Ausfallwahrscheinlichkeit höchstens 10 % betragen darf. Zur Ermittlung der Gesamtlebensdauer ist zunächst die Lebensdauer für jedes Lastniveau  $L_{10mr,i}$  nach ISO/TS 16281 zu bestimmen. Aus diesen Einzellebensdauern kann dann mittels Gleichung 2.1 die Gesamtlebensdauer des Lagers bestimmt werden, wobei  $q_i$  die Zeit auf dem jeweiligen Lastlevel angibt.

$$L_{nmr} = a_1 \frac{\sum q_i}{\sum \frac{q_i}{L_{10mr,i}}} \quad (2.1)$$

Neben der Lebensdauer sind nach IEC weitere Faktoren, wie Hertzsche Pressung und die Gefahr des Gleitens der Wälzkörper, die besonders bei großen Lagern und geringen Lasten gegeben ist, zu beachten. Auf diese Faktoren soll hier nicht weiter eingegangen werden.

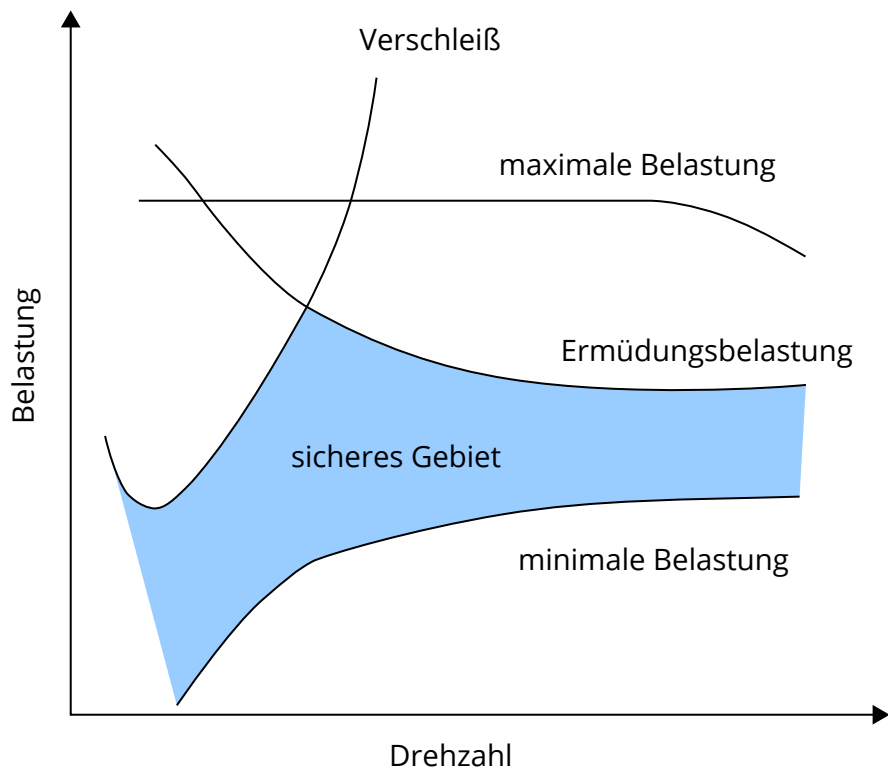


Abbildung 2.1: Schadensbereiche bei Wälzlagern nach [5]

Die Vorgaben in der DNVGL-ST-0361 [6] entsprechen im Wesentlichen denen der IEC. In einigen Details unterscheiden sich beide Normen jedoch. So ist der Lastaufteilungsfaktor  $K_Y$  in der DNVGL-Norm für drei Planeten auf  $K_Y = 1$  und für vier Planeten auf  $K_Y = 1,2$  festgelegt, während er nach IEC für drei Planeten  $K_Y = 1,1$  und für vier Planeten  $K_Y = 1,25$  betragen soll. Lastkollektive zur Auslegung der Verzahnungen und Getriebe sind mittels Verweildauerzählung aus den Zeitverläufen zu ermitteln. Die Verzahnungsberechnung ist entsprechend der ISO 6336 [11] durchzuführen. Für die Berechnung der Lagerlebensdauer lässt die Norm die Verwendung der nominellen oder erweiterten Lebensdauer nach ISO 281 [13], sowie der modifizierten nominellen Referenzlebensdauer nach ISO/TS 16281 [14] zu. Zudem können in Abstimmung mit dem Zertifizierer auch Berechnungsverfahren der Lagerhersteller angewendet werden. Im Gegensatz zur IEC kann also auch die nominelle Lebensdauer verwendet werden. Die Berücksichtigung von Lastkollektiven erfolgt dann nicht über die Aufsummierung der Lebensdauer nach Gleichung 2.1, sondern über die Bildung einer äquivalenten dynamischen Lagerlast entsprechend Gleichung 2.2.

$$P = \sqrt[p]{\frac{\sum P_i^p \cdot t_i}{T}} \quad (2.2)$$

## 2.2 Berechnungsgrundlagen der Maschinenelemente

Im Rahmen dieser Arbeit soll keine komplette Auslegung der Getriebeelemente stattfinden. Das verwendete Getriebemodell, welches in vorhergehenden Arbeiten [15, 16] erzeugt wurde, wird in Abschnitt 3.3 beschrieben. Für den Vergleich der unterschiedlichen Ansätze ist jedoch die Ermittlung bestimmter Parameter der Verzahnung und Lager nötig. Die Berechnungsgrundlagen dieser Größen sollen in den folgenden Unterabschnitten beschrieben werden.

### 2.2.1 Breitenfaktor

Der Breitenfaktor ist in seiner ursprünglichen Funktion vor allem ein Hilfsfaktor zur Berechnung von Zahnsicherheiten. Als solcher ist er zum Beispiel in der Norm DIN 3990-1 [17] beschrieben. Weiterhin kann er aber auch genutzt werden, um die Güte der Lastverteilung über die Zahnbreite anzugeben. Zur Berechnung der Tragfähigkeit wird der Faktor benötigt, da jede ungleichmäßige Lastverteilung eine Abweichung vom angenommenen Idealzustand darstellt. So verteilt sich die Last, welche sich aus dem Drehmoment ergibt, theoretisch gleichmäßig über die Zahnflanke. Eine Abweichung davon hat zur Folge, dass die Belastung und damit die Beanspruchung in bestimmten Flankenbereichen steigt, wodurch die Sicherheit an dieser Stelle sinkt. Um dieses Verhalten zu berücksichtigen, werden die Lastverteilungsfaktoren eingeführt.

Aufgrund von Abweichungen und Toleranzen wird in der Realität nie eine perfekte Verzahnung und damit eine ideale Lastverteilung vorliegen. Durch Fertigungsabweichungen kann sich zum Beispiel die reale Flankenform von der Idealform unterscheiden. Zudem können auch Ungenauigkeiten in der Welle dazu führen, dass die Ausrichtung der Zahnradachse nicht perfekt ist [18]. Neben diesen konstant vorhandenen Faktoren ist die Breitenlastverteilung aber auch lastabhängig. So verformt sich der Radkörper im Betrieb durch Torsion und Biegung, wie in Abbildung 2.2 dargestellt. Durch das Antriebsmoment, das an einer Seite der Welle wirkt, tordiert diese, so dass sich die Zahnflanken ebenfalls verwinden. Zusätzlich verbiegt sich die Welle in Folge der Zahnkräfte. Abhängig von der Lageranordnung, Position des Zahnrads und weiteren wirkenden Kräften kann die Biegelinie sehr unterschiedlich ausgeprägt sein. Neben der Verformung des Radkörpers und der Welle können sich auch weitere Teile, wie etwa das Gehäuse verformen [17]. Zudem tritt auch eine Verlagerung auf, hiervon sind insbesondere die Wellen betroffen. Diese können sich vergleichsweise einfach innerhalb des Lagerspiels bewegen. Während Fertigungsabweichungen, Gehäuseverformungen und Wellenverlagerungen geradlinige Abweichungen in der Eingriffsebene ergeben, resultieren die Verformungen der Wellen und Räder in gekrümmten Abweichungen [17]. Zusammen ergeben alle Einflüsse eine Flankenlinienabweichung, welche für die Lastverteilung relevant ist. Durch Einlaufeffekte und zunehmenden Verschleiß kann sich die Breitenlastverteilung einer Verzahnung im Laufe der Zeit zusätzlich verändern.

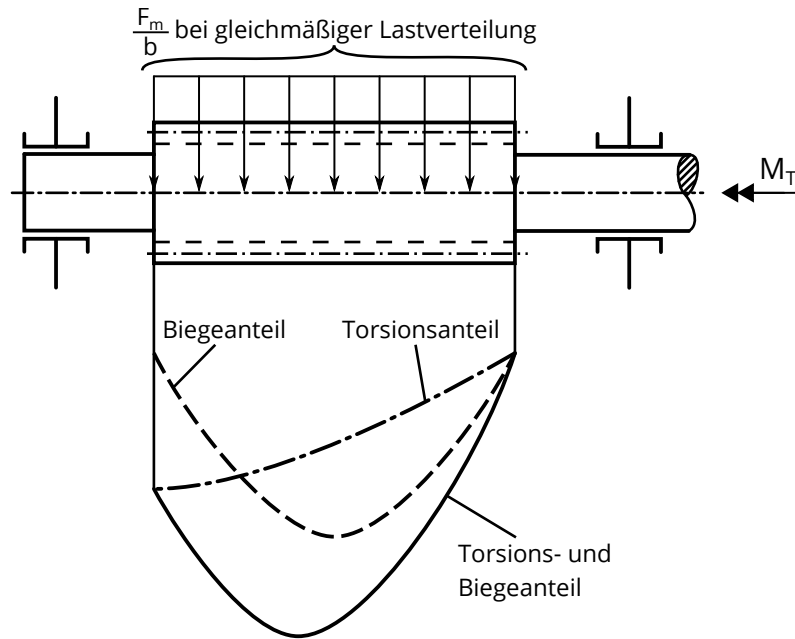


Abbildung 2.2: Verformung des Radkörpers durch Torsion und Biegung nach [17]

In dieser Arbeit wird der Breitenfaktor für die Flanke  $K_{H\beta}$  betrachtet. Dieser ist nach [17] definiert als Verhältnis aus maximaler Kraft pro Breitereinheit und durchschnittlicher Kraft pro Breitereinheit, siehe Gleichung 2.3. Gerechnet wird dabei näherungsweise mit den Umfangskräften am Teilkreis, beziehungsweise der mittleren Linienbelastung am Teilkreis im Stirnschnitt [17]. Die Norm beschreibt mehrere Methoden zur Berechnung des Breitenfaktors mit unterschiedlicher Genauigkeit. Während bei Methode A sämtliche Einflussfaktoren ermittelt werden, steigt die Zahl der Vereinfachungen und Annahmen zunehmend. Methode D gilt dann nur noch für wenige Sonderfälle, erlaubt aber eine vergleichsweise einfache Ermittlung des Faktors.

$$K_{H\beta} = \frac{\left(\frac{F}{b}\right)_{max}}{\frac{F_m}{b}} \quad (2.3)$$

Für eine Berechnung des Breitenfaktors im Auslegungsprozess ohne den Einsatz von Messungen oder numerischen Berechnungen eignen sich nur Methode C und D. Beide Methoden unterliegen bereits zahlreichen Annahmen und Vereinfachungen. So werden etwa die Verformung des Rades und der Radwelle, sowie Gehäuseverformungen und Lager-spiele nicht betrachtet. Für die weiteren Einschränkungen sei hier auf die Norm verwiesen [17]. Damit wird ab Methode C nur die aus der Verformung von Ritzel und Ritzelwelle, sowie Herstellabweichungen resultierende Flankenlinienabweichung betrachtet. Als weitere bedeutende Vereinfachung wird bei den Methoden C2 und D angenommen, dass die eigentlich parabolischen Verformungsverläufe (siehe Abbildung 2.2) linear verlaufen. Der somit anwendbare Ansatz ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Dabei wird die Zahnflanke über die Breite in mehrere Federn mit der Eingriffsfedersteifigkeit  $c_\gamma$  aufgeteilt. Ohne Belastung liegt die volle Flankenlinienabweichung  $F_{\beta y}$  vor. Bei zunehmender Last wird die Kraft zunächst von der ersten angenommenen Feder aufgenommen, wodurch sich der Federweg

verkleinert. Durch den kleiner werdenden Abstand erhöht sich die rechnerische Zahnbreite  $b_{cal}$ , wodurch die Steifigkeit steigt. Somit kann der Breitenfaktor mit diesem Ansatz aus Eingriffsfedersteifigkeit, Umfangskraft und Flankenlinienabweichung berechnet werden. Je nachdem, ob nur ein Teil oder die ganze Flanke belastet ist, kann  $K_{H\beta}$  mit Gleichung 2.4 ermittelt werden [17]. Da die Flankenlinienabweichung ebenfalls erst zu berechnen ist, werden in der Norm Formeln für unterschiedliche Anwendungsfälle abgeleitet. Unter anderem existieren auch Gleichungen für einfache Planetengetriebe, deren Aufbau wiederum Annahmen unterliegt. Zudem wird unterschieden zwischen Anwendungsfällen ohne und mit Flankenlinienkorrektur. Zur Auslegung der Korrektur ist wiederum erst eine zuverlässige Information zur Verformung der Verzahnungen nötig, die mittels Berechnung oder Messung ermittelt werden muss. Aufgrund der zahlreichen Vereinfachungen und Annahmen, sowie der Beschränkung auf einige beispielhafte Fälle, ist die Berechnung damit wenig geeignet, zuverlässige Ergebnisse für komplexe Strukturen wie Windenergiegetriebe zu liefern.

$$K_{H\beta} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2 \cdot F_{By} \cdot c_y}{F_m \cdot b}} \geq 2 & \frac{b_{cal}}{b} \leq 1 \\ 1 + \frac{F_{By} \cdot c_y}{2 \cdot F_m \cdot b} & \frac{b_{cal}}{b} > 1 \end{cases} \quad (2.4)$$

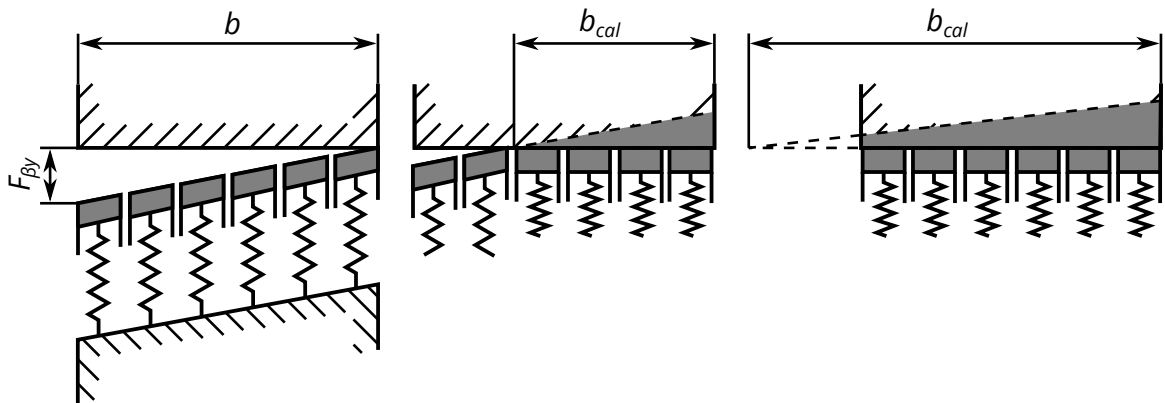


Abbildung 2.3: Ansatz zur Breitenlastverteilung bei linearer Flankenabweichung nach [17]

Um für komplexe Systeme, wie Windenergiegetriebe, brauchbare Ergebnisse zu erzielen, ist der Einsatz weitergehender Berechnungsmethoden erforderlich. Aufgrund des Umfangs der Verfahren kommt hierbei üblicherweise Software zum Einsatz. Programme, die eine Ermittlung der Breitenlastverteilung ermöglichen, sind beispielsweise LVR, LVRPlanet, RIKOR oder KISSsoft. Diese erlauben üblicherweise die Ermittlung der Breitenlastverteilung auf Grundlage analytischer Einflussfaktoren. Dazu sind Angaben zur Verzahnung, den Wellen und Lagerungen notwendig. KISSsoft ermöglicht beispielsweise die Berechnung des Breitenfaktors nach ISO 6336-1:2006 Anhang E [11], welche nach DNVGL-ST-0361 [6] für die Auslegung von Windenergiegetrieben gefordert wird.

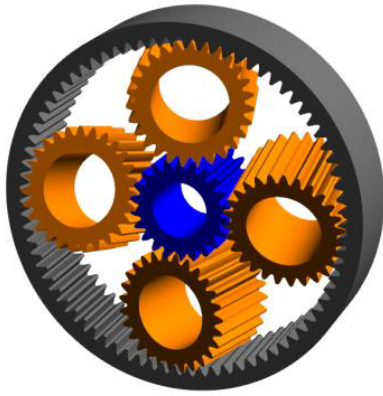
Die grundlegende Idee und Umsetzung des Berechnungsverfahrens in KISSsoft ist in [19] beschrieben. Demnach ergeben sich zwei wesentliche Unterschiede zum bisher beschrie-



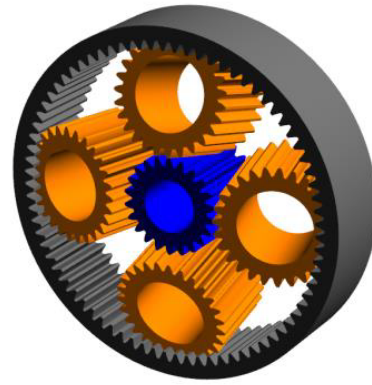
benen Verfahren. Zum einen wird die Verformung beider Räder betrachtet, zum anderen handelt es sich bei der Berechnung der Verformung um ein iteratives Verfahren. Dabei wird die Wellenverformung zunächst mit gleichmäßiger Lastverteilung berechnet. Mit dem resultierenden Spalt kann eine neue Verformung ermittelt werden, aus der wiederum eine neue Lastverteilung resultiert. Diese Iteration wird durchgeführt, bis die Änderung der Spaltgröße zwischen den Durchgängen gering ist (zum Beispiel kleiner als  $3\text{ }\mu\text{m}$ ) [19]. Die Angaben zur Verlagerung der Wellen können entweder nach Ermittlung mittels externem Programm direkt eingegeben oder durch Modellbildung des gesamten Getriebesystems vom Programm ermittelt werden. In jedem Fall ist zur Ermittlung eines brauchbaren  $K_{H\beta}$ -Wertes eine genaue Kenntnis der Verzahnung und des umgebenden Systems nötig.

Bei der Betrachtung von Planetengetrieben steigt die Komplexität noch weiter. Insbesondere kommt zu den Verformungen der Zahnräder noch die Verformung, Verlagerung und Verkipfung des Planetenträgers hinzu. Aufgrund der Komplexität lässt sich die Deformation des Trägers üblicherweise nur mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) berechnen [19]. Die wesentlichen Verkipfungseffekte, die einen Einfluss auf die Breitenlastverteilung haben, sind in Abbildung 2.4 dargestellt. Durch die Übertragung des Torsionsmoments durch den Steg verwindet sich dieser, was zu einer Verkipfung der Planeten entsprechend Abbildung 2.4a führt. Wird eine Schrägverzahnung verwendet, entstehen an den beiden Eingriffen Axialkräfte, die in entgegengesetzte Richtung wirken (siehe auch Abbildung 3.18). Dadurch verkippen die Planeten zusätzlich wie in Abbildung 2.4b dargestellt. Die aus diesen beiden Anteilen, sowie Verformung und Torsion der Radkörper resultierende Breitenlastverteilung ist im Wesentlichen unabhängig von der Planetenposition. Im Gegensatz dazu sorgt eine Verkipfung der Sonnen- oder Planetenträgerachse für eine Breitenlastverteilung, die von der Planetenposition abhängt, siehe Abbildung 2.4c und Abbildung 2.4d. Somit ändert sich die Breitenlastverteilung während des Umlaufs stetig.

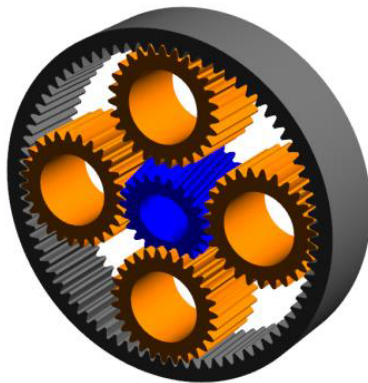
Neben KISSsoft sei hier auch auf LVRplanet als Berechnungssoftware speziell für Planetengetriebe hingewiesen. Die theoretischen Grundlagen der Berechnung der Breitenlastverteilung sind in [20] dargestellt. Dabei wird die Lastverteilung unter Zuhilfenahme von Einflusszahlen berechnet. Eine Einflusszahl beschreibt die Verformung an einem Punkt des Zahnes unter Einwirkung der Kraft an einem anderen Punkt. Dadurch ergibt sich ein Gleichungssystem, mit dem die Breitenlastverteilung berechnet werden kann [20]. Auch hier sind FEM-Berechnungen nötig, um etwa die Verformung des Trägers zu ermitteln.



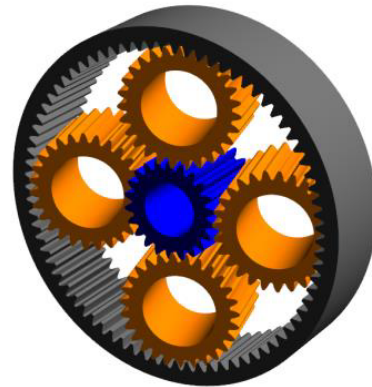
(a) Planetenverkippung durch Stegtorsion



(b) Planetenverkippung durch Axialkräfte



(c) Sonnenverkippung



(d) Stegverkippung

Abbildung 2.4: Verkippungsanteile im Planetengetriebe [19]

Zur Verbesserung der Lastverteilung und Senkung des Breitenfaktors bieten sich mehrere Möglichkeiten an. Insbesondere bei Stirnradverzahnungen kann ein teilweiser Ausgleich der Verlagerungs- und Verkippungsanteile durch eine günstige Lageranordnung und -wahl erreicht werden. Zudem ist durch eine sinnvolle Gestaltung der Wellenlängen und der Verzahnungsposition eine partielle Kompensation der Anteile aus Biegung und Torsion möglich [18]. Bei den Umlaufrädergetrieben sind diese Maßnahmen auf Grund der Gestaltung und Rahmenbedingungen meist wenig effektiv. Hier verbleibt als weitere Möglichkeit, Flankenmodifikationen aufzubringen. Dabei handelt es sich um gezielte Anpassungen der Mikrogeometrie des Zahnes, mit dem Zweck die Eigenschaften der Verzahnung zu verbessern.

Um die Breitenlastverteilung zu beeinflussen, werden üblicherweise drei Modifikationsarten angewendet, die in Abbildung 2.5 dargestellt sind. Darüber hinaus existieren weitere Korrekturen, die auf Grund von Beschränkungen in der Fertigungstechnik selten angewendet werden. Für diese sei hier beispielsweise auf [18] verwiesen. Mithilfe der Flankenlinienwinkelmodifikation (Abbildung 2.5a) kann ein Großteil der Verlagerung der Breitenlastverteilung ausgeglichen werden. Dies gilt insbesondere bei Planetengetrieben jedoch nur für die Anteile, welche während des Umlaufs konstant bleiben, wie Verformungen der Radkör-

per oder die Verkipfung des Planeten (siehe Abbildung 2.4a und b). Das Aufbringen von Flankenlinienendrücknahme (Abbildung 2.5b) und Flankenlinienballigkeit (Abbildung 2.5c) trägt dazu bei, den Einfluss der parabolischen Verformung (siehe Abbildung 2.2) auf eine möglichst lineare Lastverteilung anzupassen. Zudem können sie angewendet werden, um die über den Umlauf variablen Verkippungsanteile, wie die Verkipfung von Sonnen- und Stegachse (Abbildung 2.4c und d), im Planetengetriebe auszugleichen, sodass kein übermäßiges Kantentragen entsteht. Somit ist mithilfe dieser Breitenmodifikationen theoretisch ein nahezu perfekter Ausgleich der Breitenlastverteilung möglich. In der Praxis ist jedoch unter anderem zu beachten, dass etwa Flankenlinienabweichungen existieren, weshalb man die Flankenlinienballigkeit üblicherweise etwas größer wählt als theoretisch ermittelt [19]. Zudem ist die Auslegung einer optimalen Korrektur immer nur für einen Betriebspunkt möglich. Bei anderen Lasten ergeben sich zwangsläufig andere Breitenlastverteilungen. Hier muss in der Auslegung entschieden werden, für welchen Betriebspunkt die Modifikationen zu optimieren sind. Sinnvoll ist hier eine statistische Betrachtung zur Auftretenshäufigkeit der Betriebspunkte [18].

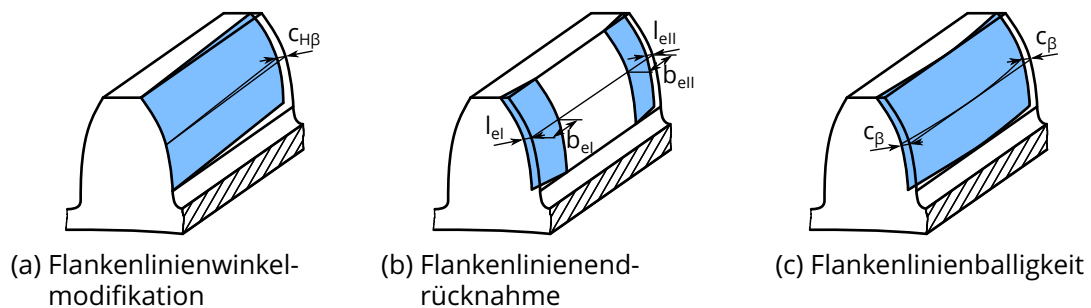


Abbildung 2.5: Flankenkorrekturen zur Verbesserung der Breitenlastverteilung [18]

Betrachtet man die verfügbaren Berechnungsmethoden und -programme, so zeigt sich, dass die Ermittlung eines Breitenfaktors und die Auslegung passender Modifikationen mit einigem Aufwand verbunden ist. Selbst unter Verwendung von Annahmen in der Normberechnung ist die Ermittlung der nötigen Werte vergleichsweise aufwendig. Zudem beschränkt sich die Anwendbarkeit hier häufig auf einfache Fälle. Somit ist eine händische Berechnung des Breitenfaktors, insbesondere für Planetengetriebe, wenig sinnvoll. Eine deutlich bessere Berücksichtigung der Zustände im Getriebe ist mit spezieller Berechnungssoftware möglich, die zum Beispiel die Verformung des Planetenträgers mittels numerischer Methoden bestimmen kann. Allerdings ist auch bei der Verwendung von Berechnungssoftware eine möglichst genaue Abbildung des untersuchten Getriebesystems erforderlich. So muss etwa der Planetenträger hinreichend genau modelliert werden und es sind Angaben zu Wellen und Lagern notwendig. Da der Breitenfaktor unter anderem auch von Faktoren wie der Gehäuseverformung beeinflusst wird, ist zur Ermittlung eines möglichst genauen Wertes teilweise sogar die Modellbildung des gesamten Getriebes sinnvoll.

## 2.2.2 Aufteilungsfaktor

Im Normalfall kommen in einem Umlaufrädergetriebe drei oder mehr Planeten zum Einsatz. Gegenüber der Verwendung von nur einem Umlaufrad kann somit das Ausgleichsgewicht entfallen [21]. Zudem ergibt sich einer der zentralen Vorteile der Planetengetriebe, hohe Leistungsdichte bei kleinem Bauraum, erst durch die Aufteilung der Leistung auf mehrere Leistungspfade. Im Idealfall würde dabei jeder Planet den gleichen Anteil übernehmen. Durch verschiedene Einflüsse kommt es in der Realität jedoch auch hier dazu, dass sich die Belastung unterschiedlich auf die einzelnen Pfade verteilt. Um diese unterschiedliche Aufteilung zu berücksichtigen, wird der Aufteilungsfaktor  $K_Y$  verwendet.

$$K_Y = \frac{F_{ni,max}(n_{pl} \rightarrow 0)}{F_{n0}} \quad (2.5)$$

Definiert ist dieser entsprechend Gleichung 2.5 als Verhältnis aus maximaler zu mittlerer Zahnnormalkraft bei einer Drehzahl von  $n_{pl} \rightarrow 0$  [18]. Dynamische Effekte finden hierbei üblicherweise keine Beachtung, sie werden im Dynamikfaktor  $K_Y$  berücksichtigt [18]. Zur Ermittlung des Wertes existieren keine einfachen analytischen Ansätze. Dies liegt vor allem daran, dass die Lastaufteilung größtenteils von Abweichungen abhängt, die sich in ihrer statistischen Verteilung schwer quantifizieren lassen. Zur genauen Ermittlung des Wertes wird deshalb die Durchführung von Messungen empfohlen. Alternativ existieren Anhaltswerte in den Normen [18]. In den meisten Fällen können Aufteilungsfaktoren für den jeweiligen Fall aus den betreffenden Anwendungsnormen entnommen werden. Für Marinegetriebe existiert etwa Gleichung 2.6 als vereinfachte Formel zur Ermittlung des Aufteilungsfaktors in Abhängigkeit der Planetenanzahl [22].

$$K_Y = 1 + 0,25 \cdot \sqrt{N_{pl} - 3} \quad (2.6)$$

Für Getriebe in Windenergieanlagen sind Anhaltswerte in den entsprechenden Zertifizierungsvorschriften gegeben. Für die hier betrachteten Normen IEC 61400 [5] und DNVGL-ST-0361 [6] sind die  $K_Y$ -Werte für drei bis sieben Planeten in Tabelle 2.2 festgehalten. Diese Werte entsprechen weitgehend den Ergebnissen aus Gleichung 2.6, einige weichen davon jedoch auch ab. So ist der Aufteilungsfaktor nach IEC für drei Planeten auf 1,10 erhöht, nach DNVGL ist bei vier Planeten ein etwas geringerer Wert von 1,20 anzusetzen. Diese Anhaltswerte basieren üblicherweise auf den Erfahrungen der Zertifizierungsgesellschaften aus dem Betrieb realer Anlagen. Aus diesem Grund können auch die erwähnten Abweichungen zwischen den Normen zustande kommen.

Tabelle 2.2: Aufteilungsfaktoren nach Anwendungsnormen [5, 6]

Anzahl der Planeten	3	4	5	6	7
$K_Y$ nach IEC	1,10	1,25	1,35	1,44	1,47
$K_Y$ nach DNVGL	1,00	1,20	1,35	1,43	1,50

Wesentliche Ursachen für eine ungleichmäßige Lastaufteilung sind vor allem in Abweichungen und Toleranzen zu suchen. So kann eine Lageabweichung der Planetenbolzen dazu führen, dass die Umlaufräder nicht korrekt am Umfang verteilt sind. Weiterhin können Verzahnungsabweichungen dafür sorgen, dass die Flanken im verspannten Zustand unterschiedlich anliegen. Eine weitere Ursache ist in den Lagern zu finden, die hinsichtlich Lagerluft und Steifigkeiten Unterschiede aufweisen können [21]. Diese Abweichungen kommen jedoch erst durch die Verwendung mehrerer Planeten zum Tragen. Findet eine Planetenstufe mit nur einem Umlaufrad Anwendung, ist das System statisch bestimmt, die Leistung kann nur über einen Pfad übertragen werden. Durch das Hinzufügen weiterer Planeten wird das System statisch überbestimmt, wodurch eine gleichmäßige Lastaufteilung nur möglich ist, wenn keine Abweichungen vorliegen. Werden die Fehler zu groß, kann es dazu kommen, dass Umlaufräder leer mitlaufen oder das Getriebe klemmt [21]. Diesem Problem kann man mit Hilfe der Selbstzentrierung teilweise begegnen. Dazu muss eines der Zentralelemente, also Sonne oder Planetenträger, ungelagert beziehungsweise einstellbeweglich sein. In Folge kann dieses seine Position so anpassen, dass sich die Kräfte an den Planeten ausgleichen. Das System ist somit auch mit drei Umlaufrädern statisch bestimmt. Fügt man weitere Planeten hinzu, kommt es wieder zur Überbestimmtheit, für ein System mit fünf Planeten müssten dann bereits beide Zentralelemente ungelagert sein [21]. Bei den typischerweise verwendeten Getrieben ist meist nur die Sonne einstellbeweglich ausgeführt. Die zusätzliche Einstellbeweglichkeit des Planetenträgers kann im Normalfall nicht gewährleistet werden. Aufgrund der statischen Bestimmtheit dieses Falls für drei Planeten, resultieren hier gute Aufteilungsfaktoren um  $K_y = 1,00$ . Durch zusätzliche Umlaufräder kommt es zur statischen Überbestimmtheit des Systems, wodurch die Abweichungen zum Tragen kommen. In der Folge steigt der Aufteilungsfaktor mit steigender Planetenzahl an, siehe Gleichung 2.6 und Tabelle 2.2.

Neben diesen vereinfachten Ansätzen wurden auch Modelle zur Ermittlung des Aufteilungsfaktors entwickelt. Kahraman [23] erstellt ein nichtlineares, zeitvariantes, dynamisches Modell eines Planetengetriebes. Dieses kann eine beliebige Anzahl an Planeten besitzen. Ausgehend von den Subsystemen Verzahnung und Zahnrad-Steg leitet er Bewegungsgleichungen für das Gesamtsystem ab. Aufgrund der Nichtlinearität durch Ablösungen der Zahnflanken und der Zeitvarianz durch die schwankende Zahnsteifigkeit werden die Gleichungen numerisch gelöst [23]. Mit dem entwickelten Modell führt Kahraman eine Parameterstudie mit einem exemplarischen Getriebe mit vier Planeten durch. Dabei werden nur einige der Faktoren, welche die Lastverteilung beeinflussen, variiert. Ausgewertet wird ein dynamischer Lastverteilungsfaktor, das heißt die Betrachtung findet nicht bei einer Drehzahl von Null statt. Die Ergebnisse der Parameterstudie zeigen, dass eine einstellbewegliche Sonne die Lastaufteilung erheblich verbessern kann. Weiterhin haben Rundlauf- und Positionierungsfehler erheblichen Einfluss auf die Lastaufteilung, weshalb geringe Toleranzen gewählt werden sollten [23]. Zudem lässt sich eine Verbesserung der Aufteilung erreichen, indem die Planeten so angeordnet werden, dass sich ihre Rundlaufabweichungen ausgleichen können.

Mit der Auswertung des Lastaufteilungsfaktors bei Windenergieanlagen beschäftigen sich unter anderem Qiu et al. [24]. Dabei untersuchen sie anhand eines Modells mit konzentrierten Massen, welches numerisch berechnet wird, den Einfluss der Schwerkraft, des Maschinenträgerneigungswinkels und der Hohlradkranzsteifigkeit. Demnach erhöht die Schwerkraft den Lastaufteilungsfaktor durch die Beeinflussung translatorischer Moden. Der Neigungswinkel des Maschinenträgers ruft axiale Kräfte und Verschiebungen hervor, welche die Verzahnungssteifigkeit beeinflussen. Im untersuchten, geradverzahnten Beispielsystem ergibt sich daraus jedoch keine wesentliche Änderung der Lastaufteilung. Im Gegensatz dazu kann die Zahnkranzsteifigkeit einen erheblichen Einfluss auf den Aufteilungsfaktor haben. Da die Steifigkeit translatorische Verschiebungen und die Fähigkeit zur Selbstzentrierung beeinflusst [24], kann es bei ungünstigen Werten zu schlechten Aufteilungswerten kommen. Mit zunehmender Zahnkranzsteifigkeit sinkt der Lastaufteilungsfaktor zunächst stark und steigt dann wieder leicht an.

Guo et al. [25] untersuchen speziell den Fall einer Windenergieanlage in Dreipunktlagerung. Anhand einer analytischen Formulierung untersuchen sie den Einfluss von Biegemomenten und Querkräften sowie der Lagerluft auf die Lastaufteilung. Die Ergebnisse werden mit Mehrkörpersimulationen und Messungen verifiziert. Es zeigt sich, dass der Aufteilungsfaktor stark von Torsions- und Biegemoment abhängt, siehe Abbildung 2.6. Insbesondere bei geringer Torsionsbelastung führt eine Erhöhung des Biegemoments zu einer starken Verschlechterung der Lastaufteilung. Bei höheren Torsionsmomenten ist dieser Einfluss weniger stark ausgeprägt. Eine Erhöhung der Lagerluft der Planetenträgerlager resultiert ebenfalls in einem Anstieg des Aufteilungsfaktors. Auch hier fällt die Erhöhung bei geringem Torsionsmoment deutlich stärker aus. So ergibt sich in den durchgeführten Untersuchungen für 10 % Torsionsmoment ein maximaler Aufteilungsfaktor von etwa zwei, bei Nennlast beträgt der Maximalwert ungefähr 1,07.

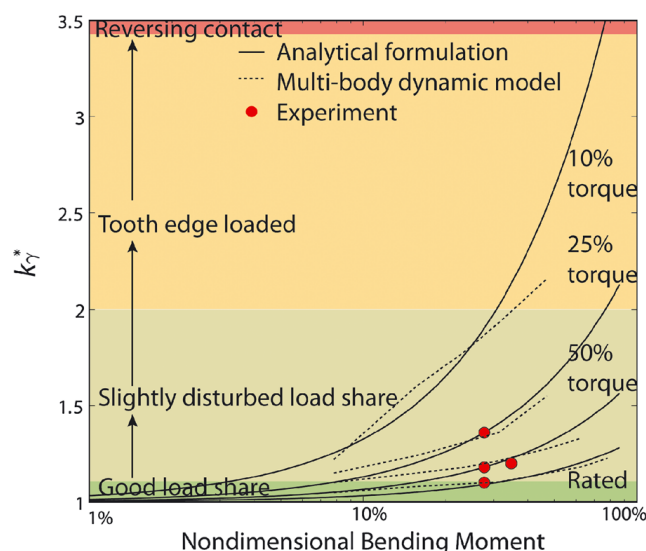


Abbildung 2.6: Abhängigkeit des Lastaufteilungsfaktors von Biege- und Torsionsmoment [25]

Eine weitere Untersuchung zur Wirkung von Biegemoment, Quer- und Axialkraft führen Park et al. [26] durch. Dazu nutzen sie Messungen an einem Modell eines 2 MW-Getriebes im Maßstab 1 : 4 und Simulationsergebnisse. Es zeigt sich, dass vor allem Querkraft und Biegemoment die Lastaufteilung beeinflussen, während die Axialkraft kaum Veränderung hervorruft. Durch die Zusatzkräfte kommt es hauptsächlich zu einer sinusförmigen Schwankung der einzelnen Planetenlasten, während ihr Mittelwert über eine Trägerumdrehung gleich bleibt. Weiterhin wird auch die Auswirkung von Fehlern in der Planetenpositionierung untersucht. Durch diese resultieren unterschiedliche Lastniveaus für die einzelnen Planeten, je nach Ausprägung ihres tangentialen Positionierungsfehlers. In der durchgeführten Untersuchung zeigt sich, dass die Auswirkung des Positionierungsfehlers auf den Lastaufteilungsfaktor deutlich größer ist als die der Zusatzkräfte und -momente.

Insgesamt ist zu beobachten, dass eine allgemeine analytische Bestimmung des Lastaufteilungsfaktors nicht verfügbar ist. Eine sinnvolle Beurteilung der beeinflussenden Parameter, die zum Großteil aus statistisch verteilten Fehlern und Toleranzen bestehen, ist ohne Weiteres nicht möglich. Aus diesem Grund existieren Anhaltswerte in den einschlägigen Normen, die bei der Auslegung zu verwenden sind. Weiterführende Ansätze zur Ermittlung des Faktors für verschiedene Anwendungsfälle resultieren üblicherweise in umfangreichen Bewegungsgleichungen für das System, die numerisch gelöst werden müssen. Somit bietet sich insbesondere die Durchführung numerischer Mehrkörpersystem-Simulationen an, um Einflüsse auf den Lastaufteilungsfaktor zu untersuchen.

### **2.2.3 Lagerlebensdauer**

Wälzlager können sowohl statisch als auch dynamisch beansprucht werden. Statische Beanspruchung liegt vor, wenn das Lager stillsteht oder nur kleine Schwenkbewegungen durchführt. Der weitaus häufigere Fall ist die dynamische Beanspruchung im stationären Betrieb. Entsprechend der beiden Beanspruchungsarten existieren zur Bemessung statische und dynamische Tragfähigkeit [18]. In Windenergieanlagen treten prinzipiell beide Beanspruchungsarten auf, statische Beanspruchung liegt zum Beispiel bei den Blattlagern vor. Die hier betrachteten Lager innerhalb des Getriebes sind jedoch dynamischer Beanspruchung ausgesetzt.

In den Lagern wird die Belastung über kleine Kontaktbereiche übertragen. Die Folge ist eine hohe Beanspruchung, die zu Anrissen führt. Diese wachsen weiter an und führen zu Ausbrüchen aus der Oberfläche, den sogenannten Pittings [27]. Daraus entwickeln sich wiederum größere Ausbrüche aus der Werkstoffoberfläche, die sogenannten Schälungen, siehe Abbildung 2.7. Durch die fortschreitende Schädigung kommt es zunächst zu Beeinträchtigungen der Laufruhe und letztendlich einem Ausfall des Lagers [18]. Um ein Lager für einen bestimmten Anwendungsfall auswählen zu können, muss ermittelt werden, ob und wann es zu einem Schadensfall kommt. Im Gegensatz zu Verzahnungen, bei denen

die Angabe von Sicherheitswerten üblich ist, verwendet man bei Lagern zur Bemessung die Zeit bis zum Schadenseintritt. Diese wird als Lebensdauer bezeichnet und meist in Stunden oder Umdrehungen angegeben.

Hintergrund dieser Lebensdauerangabe ist der Zusammenhang zwischen Belastung und Zeit bis zum Schadenseintritt, der als klassische Wöhlerlinie angegeben werden kann [18]. Durch verschiedene Ursachen, etwa die Größe der Einschlüsse von denen die Anrisse ausgehen, weist jedes Lager theoretisch eine eigene Lebensdauer auf. Dies führt bei gleichen Lagern und gleicher Belastung zu einer breiten Streuung der Lebensdauern [27]. Aus diesem Grund geht man zu einer statistischen Betrachtung über. Die Lebensdauer gibt damit die Zeit an, die ein gegebener Prozentsatz an gleichen Lagern bei gegebener Belastung ohne Schaden übersteht [18]. Üblicherweise wird eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % angesetzt, das heißt es kommt statistisch gesehen bei 10 % der Lager bereits vor Erreichen der Lebensdauer zu einem Ermüdungsschaden.

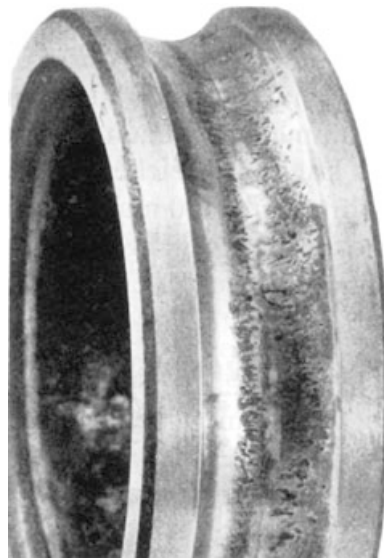


Abbildung 2.7: Schälungen an einem Lagerinnenring [27]

Die Grundlagen zur Lebensdauerberechnung unterschiedlicher Lagerarten sind in der DIN ISO 281 [13] beschrieben. Im Folgenden erfolgt eine Begrenzung auf Radialrollenlager, die in dieser Arbeit untersucht werden. Um die Lebensdauer berechnen zu können, müssen Angaben zur Tragfähigkeit und zur Belastung vorliegen. Die dynamische Belastbarkeit eines Radialrollenlagers wird über die dynamische radiale Tragzahl  $C_r$  ausgedrückt. Diese beschreibt die „in Richtung und Größe unveränderliche Radiallast, die ein Wälzlager für eine Lebensdauer von  $10^6$  Umdrehungen aufnehmen kann“ [13]. Die Norm gibt eine Formel zur Berechnung der dynamischen Tragzahl an. Üblicherweise findet man die Tragzahlen jedoch bereits in den Katalogen der Hersteller. Diese ermitteln sie teilweise über Messungen oder genauere Berechnungen [18]. Der Belastbarkeit steht die Belastung gegenüber, die im Fall der Radialrollenlager als dynamische äquivalente radiale Belastung  $P_r$  beschrieben wird. Sie drückt die „in Größe und Richtung unveränderliche Radiallast, unter deren Ein-



fluss ein Wälzlager die gleiche Lebensdauer erreichen würde wie unter den tatsächlichen Lastverhältnissen“ [13] aus. Je nach Lagertyp ergibt sie sich aus Radial- und Axialkraft, die über in der Norm festgelegte Faktoren verrechnet werden. Für die hier betrachteten Zylinderrollenlager ergibt sich die dynamische äquivalente radiale Belastung jedoch allein aus der auf das Lager wirkenden Radialkraft. Aus diesen Werten kann die nominelle Lebensdauer entsprechend Gleichung 2.7 berechnet werden. Sie gibt die Anzahl Umdrehungen an, die Lager aus üblichem Werkstoff und in bewährter Herstellqualität gefertigt wurden und in normalen Betriebsbedingungen laufen, mit 90 % Zuverlässigkeit erreichen [13]. Unter Einbeziehung der Drehzahl  $n$  in  $\frac{1}{\text{min}}$  kann die Lagerlebensdauer in Stunden nach Gleichung 2.8 bestimmt werden [18].

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (2.7)$$

$$L_{h10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (2.8)$$

In vielen Fällen ist diese Berechnung bereits ausreichend. Zusätzlich ermöglicht die Norm aber auch noch die Anpassung der Lebensdauerberechnung an unterschiedliche Verhältnisse über Einflussfaktoren. Dazu wird der Zuverlässigkeitsbeiwert  $a_1$  und der Systembeiwert  $a_{ISO}$  eingeführt. Mithilfe des Beiwerts für die Zuverlässigkeit kann die Lebensdauer für andere Überlebenswahrscheinlichkeiten als 90 % berechnet werden. Der Wert für das jeweilige Zuverlässigkeitsniveau ist der Norm zu entnehmen. Mit dem Beiwert  $a_{ISO}$  werden Einflüsse aus der Lagerschmierung betrachtet. Er bezieht vor allem Verunreinigung und Viskosität des Schmiermittels ein, für beide Parameter lassen sich mit der Norm Werte ermitteln. Damit ergibt sich die Formel zur Berechnung der erweiterten Lebensdauer entsprechend Gleichung 2.9. Eine noch weiter führende Lebensdauerberechnung bietet DIN 26281 [14], mit der die modifizierte Referenzlebensdauer  $L_{nmr}$  ermittelt werden kann. Die Norm ist dabei hauptsächlich für die Anwendung mit Computerprogrammen vorgesehen und ermöglicht die Berücksichtigung weiterer Einflussfaktoren auf die Lagerlebensdauer, wie etwa der Schiefstellung des Lagers oder des Betriebsspiels. Zudem erlaubt sie die genauere Abschätzung des Verunreinigungseinflusses.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad (2.9)$$

Das bisher aufgezeigte Berechnungsverfahren gilt zunächst nur für eine konstante Last und Drehzahl. Im Betrieb von Maschinen sind beide jedoch üblicherweise variabel, siehe Abbildung 2.8. Dies gilt insbesondere auch für Windenergieanlagen, deren Antrieb dem Wind unterliegt. Um Schwankungen in Last und Drehzahl zu berücksichtigen, verwendet man Lastkollektive. Dazu werden für beide Größen Klassen definiert, die jeweils durch einen bestimmten Referenzwert und Klassengrenzen bestimmt sind. Die Klassenzahl und -breite sollte dabei passend für den jeweiligen Anwendungsfall gewählt werden [5]. Anschließend kann über eine Abschätzung oder Auswertung der Betriebszustände während der Einsatzzeit jeder Klasse ein Zeitanteil zugewiesen werden. Aus den Referenzwerten der jeweiligen Klassen kann dann mithilfe des Zeitanteils jeder Klasse eine dynamische äqui-

valente Lagerlast für das gesamte Kollektiv entsprechen Gleichung 2.10 gebildet werden [18]. Der Exponent  $p$  beträgt für Rollenlager  $\frac{10}{3}$ , wie auch in Gleichung 2.7. Die mittlere Drehzahl  $n_m$  ergibt sich dabei nach Gleichung 2.11 [18]. Mit dieser lässt sich dann die Lebensdauerberechnung nach Gleichung 2.7 durchführen. Alternativ kann die Lebensdauer auch direkt für jede Klasse ermittelt und anhand der Zeitanteile zu einer Gesamtlebensdauer verrechnet werden, siehe dazu Gleichung 2.1.

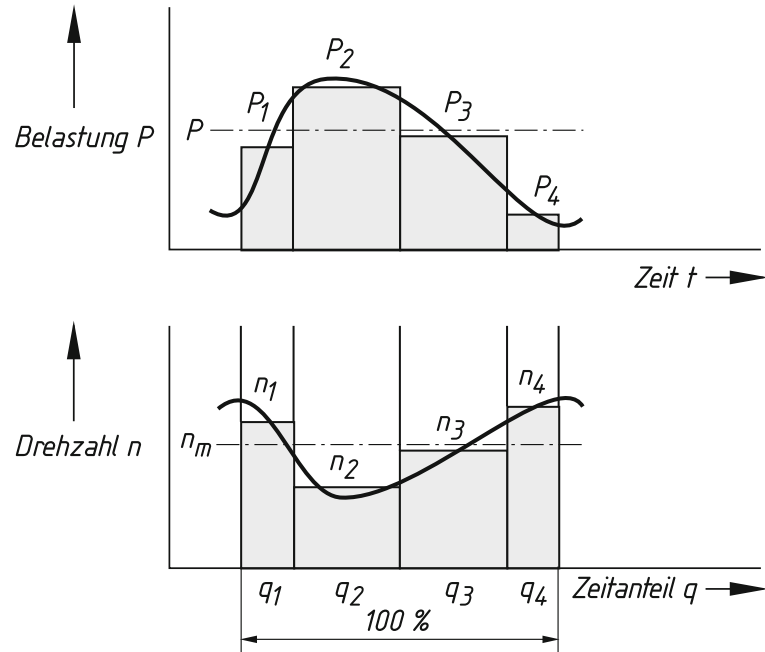


Abbildung 2.8: Belastungs- und Drehzahlverlauf mit Einteilung in Klassen [27]

$$P_r = \sqrt[p]{\sum_i \left( P_{r,i}^p \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{t_i}{T} \right)} \quad (2.10)$$

$$n_m = \sum_i \left( n_i \cdot \frac{t_i}{T} \right) \quad (2.11)$$

Zur Berechnung und Auslegung der Lager in Windenergiegetrieben stehen bewährte Verfahren zur Verfügung. Die größte Herausforderung ist damit vor allem die Ermittlung der Lagerlasten und -drehzahlen, sowie deren sinnvolle Unterteilung in Kollektive. Im Rahmen dieser Arbeit findet vor allem eine Betrachtung der Planetenlager der ersten Getriebestufe statt. Deren Lasten werden durch die Verzahnungskräfte bestimmt. Den Hauptanteil der Lagerkraft macht dabei die aus dem zu übertragenden Drehmoment resultierende Kraft aus. Zudem stützt sich aber auch ein Kippmoment aus den Axialkräften über die Lager ab, siehe Abschnitt 3.5. Bei konstanter Windlast sind diese Lasten ebenfalls konstant, sie verändern sich nur bei Änderungen des Drehmoments. Zudem sind die Lasten für jedes Planetenlager in idealer Betrachtung gleich. Durch die unterschiedliche Lastaufteilung zwischen den Planeten, sowie zwischen den Lagern eines Planeten kommt es hier jedoch zu Abweichungen.

Dieses Problem untersuchen LaCava et al. [28] in ihrer Arbeit. Sie beschäftigen sich mit dem Lastaufteilungsverhalten der Planetenlager anhand angepasster 750 kW-Getriebe, welche durch die Modifikationen typische Multimegawatt-Getriebe repräsentieren. Zur Ermittlung von Ergebnissen werden Simulationsrechnungen, Prüfstandsversuche sowie Feldtests durchgeführt. Es zeigt sich, dass Unterschiede zwischen den einzelnen Lagern existieren, welche für die Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 relevant sein können. So sind im untersuchten Getriebe die rotorseitigen Planetenlager stets stärker belastet als die generatorseitigen. Zudem ergibt sich eine unterschiedliche Lastaufteilung auf die einzelnen Planeten, deren Periode einer Trägerumdrehung entspricht. Dies wird in Zusammenhang mit der Verkipfung der Planetenachsen gebracht [28]. Die Lastaufteilung unter den Planeten ist damit durchaus auch für die Lebensdauerberechnung relevant, zu ihrer Ermittlung sei hier auf die in Unterabschnitt 2.2.2 vorgestellten Arbeiten verwiesen. LaCava et al. untersuchen weiterhin die Auswirkungen von Biegemomenten und Querkräften auf die Lagerlasten. Dabei zeigt sich ein geringer Einfluss auf die mittleren Lasten, aber eine deutliche Änderung der Lagerlastschwankung, was insgesamt in einer vernachlässigbaren Änderung der Lebensdauer resultiert.

Zusammengefasst zeigt sich, dass Berechnungsansätze zur Ermittlung der Lagerlebensdauer als relevante Auslegungsgröße mit guter Genauigkeit vorhanden sind. Die Normauslegung erlaubt dabei auch die Berücksichtigung unterschiedlicher Einflüsse, wie der Sauberkeit des Schmiermittels. Der größere Aufwand ergibt sich bei der Lagerlastermittlung für die betrachteten Planetenlager. Diese hängen in bedeutendem Maße von den Verzahnungskräften ab. Damit schwankt auch die Lagerlast sowohl zwischen den Planeten als auch zwischen beiden Lagern eines Planets, je nachdem wie sich die Verzahnungskräfte zwischen den Planeten und an den Eingriffen eines Planeten verteilen.

## 3 Modellbildung

Da die Berechnung eines komplexen Systems, wie einer Windenergieanlage, nicht trivial ist und einigen Aufwand erfordert, bietet sich die Verwendung von Simulationssoftware an. Im Rahmen dieser Arbeit finden dabei vor allem zwei Programme Anwendung. Zum einen ist dies OpenFAST, eine vom National Renewable Energy Laboratory (NREL) entwickelte Software, welche die Simulation vereinfachter Anlagenmodelle ermöglicht. Zum anderen wird SIMPACK verwendet. Mit diesem Programm lassen sich detaillierte MKS-Modelle erstellen und simulieren. Durch Schnittstellen zu anderen Programmen lässt sich die Funktionalität zusätzlich erweitern. So können etwa externe Algorithmen zur Aerodynamikberechnung oder Regelung eingebunden werden, was die Simulation ganzer Windenergieanlagen mit hohem Detaillierungsgrad ermöglicht. In den folgenden Abschnitten soll ein Überblick über die verwendeten Modelle gegeben werden.

### 3.1 Allgemeines

#### 3.1.1 Betrachtete Anlage

Die grundlegende Auslegung der untersuchten Windenergieanlage geht zurück auf ein Projekt des NREL [29]. Ziel der Entwicklung war dabei die Erstellung einer Referenzanlage mit fünf Megawatt Leistung, die als Grundlage für Forschungen im Bereich der Offshore-Windenergiegewinnung dient. Dabei erfolgt vor allem eine Orientierung an der Repower 5M. Da für diese Anlage jedoch nicht alle Daten in ausreichender Genauigkeit veröffentlicht sind, werden auch weitere Konzeptstudien mit einbezogen. Im hier verwendeten Modell finden der Rotor, die Regelung und der Turm der NREL-Anlage direkte Verwendung. Relevant für die Lasten im Antriebsstrang sind dabei vor allem Rotor- und Regelungsauslegung, auf die in späteren Abschnitten detaillierter eingegangen wird. Der Antriebsstrang selbst wird in der NREL-Auslegung nicht genau spezifiziert, es werden lediglich die Betriebsdreh-

zahlen und die Übersetzung eines angenommenen Getriebes angegeben.

Die Auslegung der Anlagenantriebstechnik erfolgte im Rahmen studentischer Arbeiten am Lehrstuhl für Maschinenelemente der TU Dresden [15, 16]. Dabei wurde insbesondere ein detailliertes Modell der Hauptwelle, des Getriebes und des Maschinenträgers entwickelt. Für Kupplung und Generator finden vorerst vereinfachte Modelle Anwendung. Der Antriebsstrang ist dabei in Dreipunktlagerung gelagert. Zur Untersuchung der dynamischen Eigenschaften des Systems wurden MKS-Modelle in Simpack erstellt. Ein weiterer Schritt zur Erstellung des verwendeten Modells wurde von Simpack selbst durchgeführt. Das Modell wurde dabei in eine Datenbankstruktur überführt und soll als Beispielmodell für Möglichkeiten, die sich bei der Auslegung von Windenergieanlagen mit MKS-Software ergeben, dienen. Es wird dadurch möglich, auf einfachem Wege Strukturen der Anlage auszutauschen und zu bearbeiten. So lässt sich etwa das Fundament durch verschiedene Offshore-Fundamente ersetzen. Zudem bietet sich die Möglichkeit, den Detaillierungsgrad des Antriebsstrangs und der Lasteinleitung je nach Auslegungsaufgabe zu variieren.

Auf den genauen Aufbau des Modells wird in Abschnitt 3.3 detaillierter eingegangen. Die grundlegenden Eckpunkte der Anlage sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: grundlegende Anlagenparameter

Parameter	Wert
Leistung	5 MW
Nabenhöhe	90 m
Rotordurchmesser	126 m
Einschaltwindgeschwindigkeit	$3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Nennwindgeschwindigkeit	$11,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Abschaltwindgeschwindigkeit	$25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Generatorenndrehzahl	$1173,7 \frac{1}{\text{min}}$
Getriebeübersetzung	97,83

### 3.1.2 Koordinatensysteme

Zur einheitlichen Beschreibung von Größen in unterschiedlichen Modellen oder Anlagen ist die Verwendung einheitlicher Koordinatensysteme sinnvoll. In den Zertifizierungsvorschriften werden mehrere Koordinatensysteme definiert, die für unterschiedliche Anlagenbereiche Anwendung finden. Ein sinnvoller Ansatz zur Betrachtung des Getriebes ist ein Referenzsystem, das sich am Maschinenhaus orientiert. Hier bietet sich das Nabenkoordinatensystem an, das in Abbildung 3.1 dargestellt ist. Dabei handelt es sich um ein Rechtshandkoordinatensystem, dessen Ursprung in der Nabe liegt. Die x-Achse ist entlang der Hauptachse des Maschinenhauses orientiert. Da der gesamte Antriebsstrang mitsamt

der Nabe üblicherweise gegenüber der Horizontalen etwas geneigt ist, ist auch das Koordinatensystem in diesem Winkel um die y-Achse gedreht. Bei Blick von vorn auf den Rotor zeigt die y-Achse nach links, die z-Achse nach oben. Die Bezeichnungen  $x, y, z$  werden im Folgenden synonym zu den Achsenbezeichnungen  $XN, YN, ZN$  in Abbildung 3.1 verwendet. Relevant zur Beschreibung der Kräfte und Momente sind vor allem die so definierten Richtungen. Die Ursprungspunkte der jeweiligen lokalen Koordinatensysteme können je nach Bedarf an anderen Orten liegen. So liegt das Referenzsystem bei der Beschreibung eines Lagers üblicherweise in Lagermitte, die Achsenorientierung wird jedoch gegenüber dem Nabenkoordinatensystem beibehalten. Weiterhin kann die Beschreibung von Größen in einem Bezugssystem nötig sein, das nicht mit dem Antriebsstrang geneigt ist, sondern parallel zur Erdoberfläche orientiert ist. Hier kann das Turmspitzenkoordinatensystem verwendet werden [4].

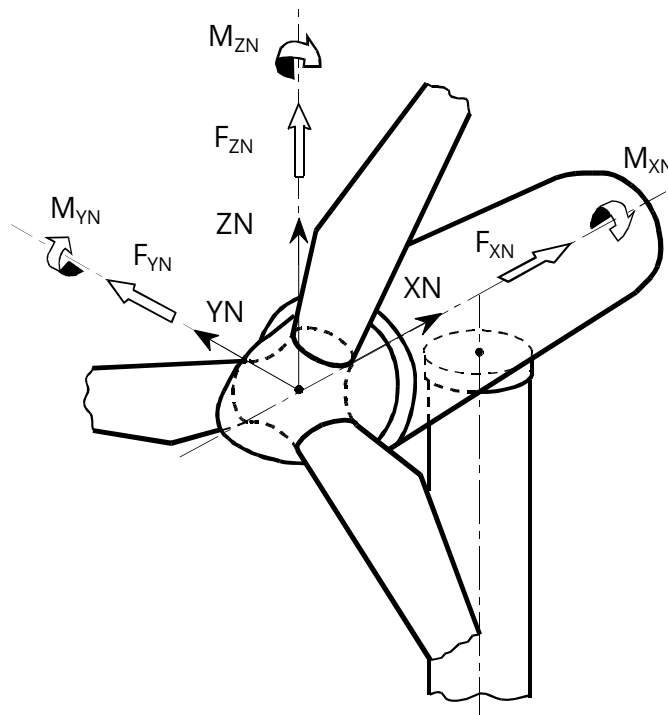


Abbildung 3.1: Nabenkoordinatensystem [4]

Für einige Größen wird deren Verlauf über einen Umlauf des Stags angegeben. Die  $0^\circ$ -Position befindet sich dabei im oberen Maximalpunkt, das heißt  $y$  ist Null und  $z$  entspricht dem Abstand des betrachteten Körpers von der Rotationsachse. Bei Blick entgegen der Windrichtung entspricht die Drehrichtung des Rotors einer Rotation im mathematisch positiven Sinn. Der angegebene Winkel wächst mit der Drehung des Planetenträgers, nach  $360^\circ$  ist eine Umdrehung des Rotors und damit auch des Stags abgeschlossen.

## 3.2 Windmodell

Um aus dem Wind resultierende Kräfte ermitteln zu können, ist zunächst eine Beschreibung des Windes selbst nötig. Dies geschieht im Rahmen dieser Arbeit auf zwei unterschiedliche Arten. Insbesondere für Auslegungszwecke am Nennbetriebspunkt wird eine laminare Windströmung verwendet, welche über die Angabe der Windgeschwindigkeit auf Nabenhöhe definiert wird. Die Referenzhöhe der Nabe ist hier 90 m. Zusätzlich erfolgt die Berücksichtigung des vertikalen Windgradienten über das Potenzgesetz entsprechend Gleichung 3.1 [30]. Der Höhenexponent ist auf 0,2 festgelegt und entspricht damit den normalen Windbedingungen nach IEC [3].

$$v_w(h) = v_{w,N} \cdot \left( \frac{h}{h_N} \right)^{\alpha_H} \quad (3.1)$$

Aufgrund von Bodenhindernissen und vertikalen Luftströmungen ist der Wind in Realität turbulent. Damit reicht eine laminare Beschreibung in Nabenhöhe nicht aus, um die Windverhältnisse an der Anlage realitätsgetreu abzubilden. Aus diesem Grund erfolgt die Beschreibung über Windfelder, welche die Windverhältnisse an mehreren Punkten beschreiben. Erstellt werden diese Windfelder hier mithilfe der Programme „TurbSim“ und „IECWind“, die beide vom NREL entwickelt wurden. Die Eingabe und Steuerung der zur Erstellung nötigen Parameter erfolgt über das „Load Calculation Tool (LCT)“. Dabei handelt es sich um ein Script für Simpack, das die Lastfallberechnung für Windenergieanlagen unterstützt. Das Modell wird hierbei in mehreren Schritten mittels einer Benutzeroberfläche auf die Berechnung vorbereitet, anschließend werden die Lastfälle nacheinander berechnet. Relevant für die Gestaltung der Windfelder sind dabei vor allem die Schritte Lastfalldefinition und Windfelderzeugung. Parameter, die sich zwischen den Lastfällen unterscheiden, müssen bei deren Definition angegeben werden. Nötig sind dabei Angaben zur Berechnungszeit, zum Windmodell, der charakteristischen Windgeschwindigkeit, der horizontalen und vertikalen Queranströmung, sowie zum Höhenexponenten. Des Weiteren ist auch ein Initialisierungswert für den Pseudozufallszahlengenerator anzugeben, der für die Turbulenzmodellierung nötig ist. Im Schritt der Windfelderzeugung müssen Pfade zu den Eingabedateien für TurbSim und IECWind angegeben werden, die weitere wichtige Parameter enthalten. Zusätzlich muss eine IEC-Anlagenklasse angegeben werden, nach der sich zum Beispiel die Turbulenz des Windfelds richtet. Für Ereignisse wie Böen oder Windrichtungsänderungen ist zudem eine Angabe des Eintrittszeitpunkts notwendig. Das LCT-Script passt mit den Angaben die Eingabedateien an und erstellt dann für jeden Lastfall das entsprechende Windfeld.

Die verwendeten TurbSim-Windfelder besitzen in y- und z-Richtung je 29 Punkte mit einem Abstand von etwa 6,2 m sowie eine zeitliche Auflösung von 0,05 s. Basis der Windfelderzeugung stellt IEC 61400-1 Edition 3 dar, TurbSim bietet hier die Möglichkeit zwischen unterschiedlichen Versionen zu wählen. Als Turbulenzmodell findet das IEC-Kaimal-Modell Anwendung. Für den theoretischen Hintergrund und die Umsetzung in TurbSim sei hier

auf die Norm selbst [7] und die TurbSim-Dokumentation [31] verwiesen, beides soll hier nicht weitergehend erläutert werden. Zur Erzeugung der Turbulenz nutzt TurbSim einen Pseudozufallszahlengenerator (PRNG). Dieser kann über zwei Initialisierungswerte angepasst werden, wobei gleiche Werte zu gleichen Ergebnissen des PRNG führen. Um unterschiedliche Windsituationen abzubilden, ist also mindestens einer der beiden Initialisierungswerte zu variieren. Mit den gegebenen Parametern erstellt TurbSim dann turbulente Windfelder mit Windrichtungskomponenten in alle drei Raumrichtungen. Die Achsenbezeichnungen in den Windfeldern lauten  $U, V$  und  $W$ . Sie entsprechen den Richtungen  $x, y$  und  $z$  im Turmspitzenkoordinatensystem. Weiterhin verwendet TurbSim ein Strömungskordinatensystem, dessen Achsenrichtungen  $u, v, w$  sich an der mittleren Referenzwindströmung orientieren. Die  $u$ -Achse orientiert sich dabei entlang der Strömungsrichtung, ist also um den angegebenen horizontalen und vertikalen Schräganströmungswinkel gegenüber der  $U$ -Achse verdreht.

### 3.3 Modelle zur Mehrkörpersystem-Simulation

Die durchgeführte Untersuchung erfordert die Ableitung unterschiedlicher Modelltiefen. Bevor auf diese näher eingegangen wird, soll jedoch zunächst die grundlegende Modellstruktur des Datenbankmodells beschrieben werden.

Um den einfachen Austausch von Baugruppen zu ermöglichen, ist das Modell in einzelne Substrukturen unterteilt. Jede relevante Baugruppe ist dabei als eigene Substruktur ausgeführt. So ist beispielsweise der Antriebsstrang unterteilt in Hauptwelle, Getriebe, Kupplung und Generator. Die Teilmodelle sind wiederum in mehrere Ebenen unterteilt. In der untersten Ebene wird die Struktur des jeweiligen Modells festgelegt. Hier erfolgt also die Definition von Körpern, Kraftelementen, Verbindungen und weiteren Elementen. Ist eine Änderung der Modellstruktur erforderlich, soll zum Beispiel die Planetenanzahl geändert werden, dann ist diese Änderung auf der untersten Ebene durchzuführen. Die Eigenschaften der Elemente, also zum Beispiel Steifigkeiten oder Trägheiten, sind dabei vollständig systematisch parametrisiert. An diesem Punkt kommt die nächste Ebene zum Einsatz. Sie stellt ein weiteres Modell dar, in das die erste Ebene als Substruktur geladen wird. Änderungen an den Parametern werden in dieser Ebene gespeichert. Somit können unterschiedliche Varianten eines Modells mit gleicher Topologie, aber unterschiedlichen Eigenschaften, leicht abgeleitet werden. Beispielsweise lassen sich so zwei Getriebe mit unterschiedlichen Lagersteifigkeiten untersuchen.

Die so definierten Submodelle werden nun in das Hauptmodell geladen. Hier muss noch eine Verbindung zwischen den jeweiligen Baugruppen hergestellt werden, um die Funktionsfähigkeit des Modells herzustellen. Dazu kommen Kommunikatoren zum Einsatz, deren grundlegende Arbeitsstruktur in Abbildung 3.2 dargestellt ist. Diese bestehen aus Sender und Empfänger und erlauben den Austausch bestimmter Elemente zwischen verschie-



denen Teilmodellen und Modellebenen. Genutzt werden sie hier hauptsächlich zur Kommunikation von Parametern und Markern. Die Verbindung zwischen Sender und Empfänger erfolgt anhand des Namens, wobei sich ein Empfänger nur mit einem Sender verbinden kann, ein Sender aber beliebig viele Empfänger haben kann. Kommen mehrere Sender für einen Empfänger in Frage, kann festgelegt werden, mit welchem die Verbindung priorisiert herzustellen ist. Kommt eine Kommunikation zustande, wird das Zielobjekt des Empfängers durch das Ursprungsobjekt des Senders ersetzt [32]. Am Beispiel der Verbindung zwischen Getriebe und Kupplung wird dann der Verbindungsmarker im Kupplungsmodell mit demjenigen des Getriebemodells ersetzt. Dadurch ist eine Verbindung beider Modelle hergestellt. Auf diese Weise lassen sich beliebige Teilmodelle einbinden, solange sie passende Verbindungsmarker und -kommunikatoren besitzen.

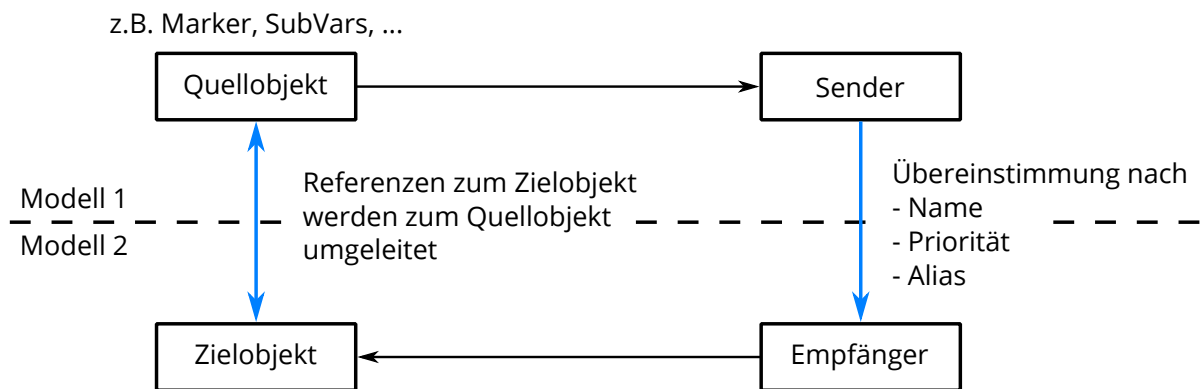


Abbildung 3.2: Struktur der Kommunikation zwischen Teilmodellen [32]

### 3.3.1 Getriebemodell

Im untersuchten Modell findet ein für diese Leistungsklasse übliches Getriebekonzept Anwendung. Das Getriebe ist dabei dreistufig und besteht aus zwei Umlaufräderstufen und einer Stirnradstufe. Die Planetenstufen ermöglichen in den ersten beiden Stufen eine hohe Leistungsdichte und eine koaxiale Lage von An- und Abtriebsachse. Durch die Verwendung einer Stirnradstufe als dritte Stufe wird die Ausgangsachse des Getriebes von der Zentralachse entfernt. Damit wird es zum Beispiel möglich, Kabel durch eine zentrale Hohlwelle in den Rotor durchzuführen.

Das Getriebeschema ist in Abbildung 3.3 abgebildet. Dabei sind die drei Stufen entsprechend der Bezeichnung im Modell benannt, diese findet im Folgenden teilweise auch Anwendung in dieser Arbeit. Die erste Stufe wird dabei als low speed stage (LSS), die zweite als intermediate speed stage (IMS) und die dritte als high speed stage (HSS) bezeichnet. Über den Planetenträger der LSS erfolgt der Anschluss an die Hauptwelle und damit den Antrieb. Der Träger selbst ist über zwei gleiche Kegelrollenlager in X-Anordnung im Gehäuse gelagert. Auf dem Planetenträger stützen sich die Planeten über jeweils zwei zweireihige, vollrollige Zylinderrollenlager ab [15]. In der ersten Stufe kommen dabei vier

gleichmäßig über den Umfang verteilte Planeten zum Einsatz. Sie kämmen zum einen mit dem fest im Gehäuse sitzenden Hohlrad und zum anderen mit der Sonne. Diese ist über ein als Kupplung fungierendes Kraftelement mit dem Planetenträger der IMS verbunden, welches unter anderem die Einstellbeweglichkeit sicherstellt. Strukturell ergeben sich zwischen erster und zweiter Stufe nur wenige Unterschiede. Hauptunterschied ist, dass die Größe der IMS kleiner ist als die der LSS, da die zu übertragenden Kräfte durch die Übersetzung in der ersten Stufe bereits kleiner sind. Aus diesem Grund kommen in der IMS auch nur drei Planeten bei gleichmäßiger Stegteilung zum Einsatz. Im Gegensatz zur ersten Stufe ist hier das rotorseitige Planetenträgerlager kleiner als das generatorseitige. Der Unterschied kommt durch die Axialkräfte der LSS-Sonne zustande, die sich über den IMS-Planetenträger abstützen müssen. Durch die günstige Wahl des Schrägungswinkels der Stirnradstufe kann deren Axialkraft die der IMS-Sonne teilweise ausgleichen. Dementsprechend sind die Ritzelwellenlager der dritten Stufe, die als Kegelrollenlager in X-Anordnung ausgeführt sind, nahezu gleich groß. Die Radwelle der HSS ist in Fest-Los-Lagerung abgestützt. Dabei wirkt rotorseitig ein Zylinderrollenlager als Loslager und generatorseitig ein zweireihiges Kegelrollenlager in X-Anordnung als Festlager [15]. Die Radwelle fungiert gleichzeitig als Abtriebswelle, an sie erfolgt der Anschluss der Kupplung, über welche die Verbindung mit dem Generator erfolgt. Weitere Ausführungen dazu finden sich in den folgenden Abschnitten. Das gesamte Getriebe ist über zwei Drehmomentstützen gelagert. Zusammen mit dem Hauptlager ergibt sich daraus eine Dreipunktlagerung, bei der sich Rotorlasten teilweise auch über die Planetenträgerlager der ersten Stufe und die Drehmomentstützen abstützen. Die für das Modell verwendeten Verzahnungsdaten sind in Abschnitt A.1 tabellarisch zusammengefasst.

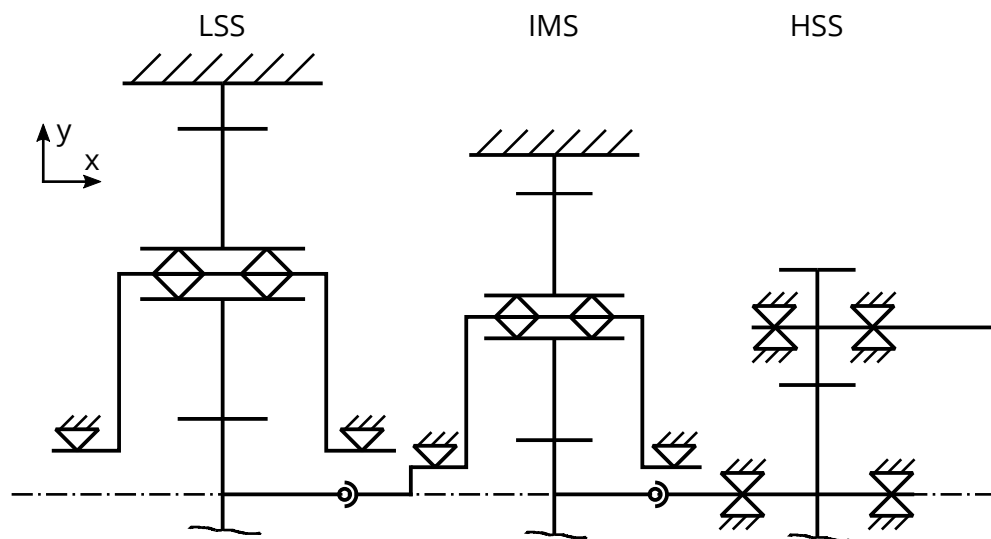


Abbildung 3.3: Schema des Getriebes

Der konkrete Aufbau des Simpack-Modells soll exemplarisch an der ersten Getriebestufe erläutert werden, deren Topologieplan in Abbildung 3.4 dargestellt ist. Zur Vereinfachung wird nur ein Planet abgebildet, die anderen Planeten sind jedoch analog zu diesem mit

Träger, Sonne und Hohlrad verbunden. Wie bereits erwähnt, erfolgt der Antrieb über den Träger. Die Verbindung wird dabei beim Zusammenbau zum Gesamtmodell über Kommunikatoren hergestellt. Diese verknüpfen einen Kommunikationsmarker der Hauptwelle mit einem des Planetenträgers, sodass eine feste Verbindung zwischen beiden hergestellt wird. Da diese Verknüpfung im Teilmodell allein nicht existiert und Marker nicht dargestellt werden, ist sie im Topologieplan nicht zu finden. Ebenfalls nicht dargestellt ist die Lagerung des Gehäuses über die Drehmomentstützen. Hierfür kommt Kraftelement 43 „Bushing Cmp“ zum Einsatz, bei dem sich Steifigkeiten und Dämpfungen für jeden Freiheitsgrad separat vorgeben lassen [33]. Die Abbildung sämtlicher Lager im Getriebe erfolgt über das Kraftelement 186 „Cylindrical Bushing“. Dieses erlaubt die Definition von Steifigkeit und Dämpfung in radialer und axialer Richtung, sowie für Torsion und Verkipfung [33]. Dabei können sowohl lineare Kennlinien über feste Parameter als auch nichtlineare Kennlinien über Funktionen vorgegeben werden. Im konkreten Fall sind für alle Lager feste Werte vorgegeben, sie folgen also einem linearen Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten. Die Marker, zwischen denen die Kraftelemente definiert werden, sind jeweils im Lagermittelpunkt positioniert. Zur Abbildung der Verzahnungen kommt das Element 225 „Gear Pair“ zum Einsatz. Dieses erlaubt die Definition eines Zahneingriffs anhand zweier Zahngeometrien. Die Steifigkeitsberechnung erfolgt hier nach dem Ansatz von Weber/Banaschek [34] und berücksichtigt Vor- und Nacheingriff. Zur Untersuchung der Breitenlastverteilung werden die Eingriffe in 21 Scheiben unterteilt.

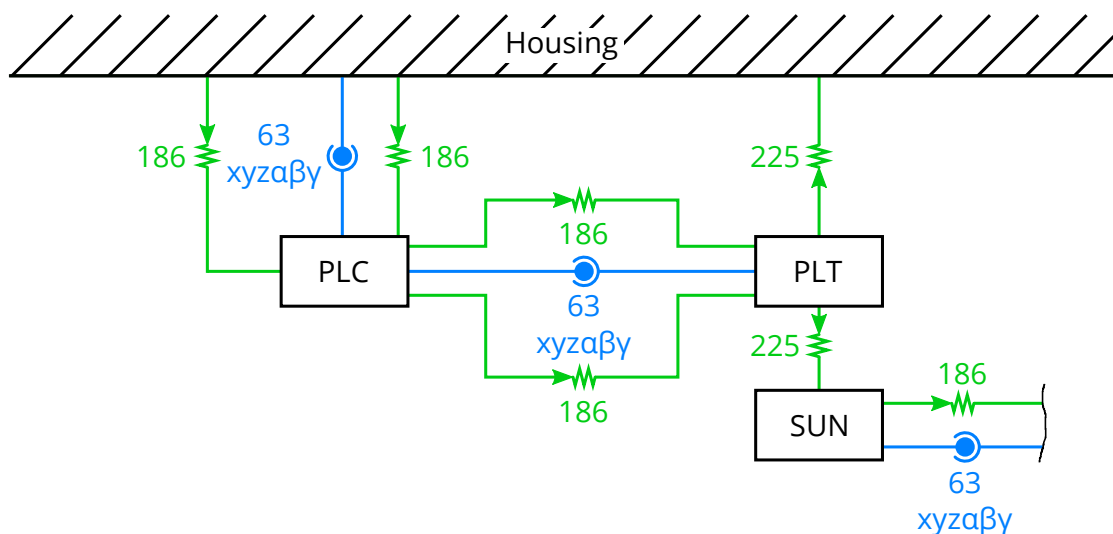


Abbildung 3.4: vereinfachter Topologieplan der ersten Stufe

Insgesamt besteht das Getriebemodell aus 14 Körpern. Massen und Trägheiten werden über Variablen vorgegeben. Für diese Körper sind jeweils mehrere Geometrieinformationen hinterlegt. Die Abbildung komplizierter Geometrien, wie des Gehäuses oder der Planetenträger, erfolgt dabei über den Import von computer-aided design (CAD)-Dateien. Einfache Geometrien werden durch Simpack-interne Modellierungen dargestellt, die Lager sind beispielsweise als Zylinder definiert. Als weiteres Geometrieelement sind die Verzahnungen zu nennen, die über Element 25 „Gear Wheel“ beschrieben werden. Die Geometrie-

informationen sind passend zu den Körpern gruppiert. So enthält das Gehäuse beispielsweise die Geometrien für das LSS- und IMS-Hohlrad, weshalb im Topologieplan das Verzahnungskraftelement mit dem Gehäuse verbunden ist und kein separater Hohlradkörper existiert. Neben der beschriebenen Definition als Starrkörper kann ein Großteil der Körper auch flexibel abgebildet werden. Die nötigen Informationen hierzu sind in den Modellen bereits hinterlegt, die Umschaltung erfolgt mittels Variable. Für die hier durchgeführten Untersuchungen sind im Getriebe lediglich die Planetenträger flexibel modelliert, um deren Verdrillung und Biegung korrekt abbilden zu können. Alle anderen Körper sind aus Rechenzeitgründen zunächst starr.

Kinematische Verbindungen innerhalb des Getriebes sind über „Connections“ definiert. Diese stellen eine Kombination aus „Joints“ und „Constraints“ dar. In anderen Bereichen des Gesamtmodells kommen diese ebenfalls zum Einsatz, innerhalb des Getriebemodells werden jedoch nur „Connections“ verwendet. Konkret findet im Getriebemodell der Typ 63 „Shaft“ Anwendung. Dieser ist vornehmlich zur Definition von Wellen gedacht, so dass ein Rotationswinkel groß wird, während eventuelle Verkippungswinkel klein bleiben [33]. Für sämtliche Körper im Getriebe sind dabei alle sechs Freiheitsgrade freigegeben.

### 3.3.2 Getriebeprüfstand

Die erste betrachtete Modellierungsstufe ist der Getriebeprüfstand (GBX TRG). Seine Modellstruktur ist in Abbildung 3.5 vereinfacht dargestellt. Einzelne Teilmodelle sind dabei jeweils als ein Block verdeutlicht, Verbindungen zwischen den Modellen werden als Linien abgebildet. Der Leistungsfluss innerhalb des Modells wird als blaue Linie dargestellt. Dieses Modell fokussiert sich hauptsächlich auf das Getriebe (GBX) und beinhaltet wenig weitere Teile der Anlage. Es bildet vereinfacht einen Prüfstand ab, der beispielsweise vom Getriebehersteller zum Test des Getriebes eingesetzt wird. Das einzige Bauteil, was neben dem Getriebe auch in den späteren Anlagenmodellen vorkommt, ist die Hauptwelle (MSH). Durch ihre Einbindung wird das Konzept der Dreipunktlagerung bereits vollständig abgebildet. Das dritte Teilmodell, das zum Einsatz kommt, ist das Prüfstandsmodell, welches aus zwei wesentlichen Teilkörpern besteht.

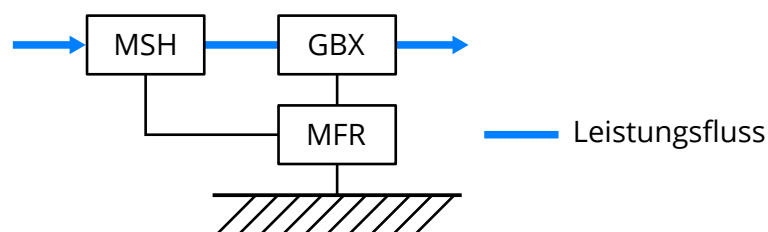


Abbildung 3.5: vereinfachte Struktur des Getriebeprüfstandsmodells

Der erste Teilkörper ist der Maschinenträger (MFR). Er ist fest mit der Umgebung verbunden, besitzt also keine Freiheitsgrade, und dient vornehmlich zur Aufnahme der Lagerungskräfte des Getriebes. Zu diesem Zweck besitzt er Aufnahmen für das Hauptlager und die beiden Drehmomentstützen des Getriebes. Zu beachten ist, dass der verwendete Prüfstandsmaschinenträger keine Neigung aufweist, das Getriebe also parallel zur Oberfläche ausgerichtet ist. Die betrachtete Anlage besitzt eine Neigung des Maschinenträgers (Drehung um die y-Achse) von fünf Grad. Zweck dieser Maßnahme ist hauptsächlich die Erhöhung des Abstands zwischen Turm und Blättern, damit eine Berührung ausgeschlossen wird. Ein Einfluss auf das Getriebeverhalten ergibt sich daraus hauptsächlich durch die Änderung der Schwerkraftwirkungsrichtung. Durch die Neigung des Maschinenträgers resultieren aus den Bauteilgewichtskräften zusätzliche Axialkräfte, die von den Lagern aufgenommen werden müssen. Der Anteil der Gewichtskraft, die in Axialkräfte übergeht, hängt dabei mit dem Sinus des Neigungswinkels zusammen, bei einem Winkel von  $5^\circ$  wirken damit 8,7 % der Gewichtskraft in axiale Richtung. Da die Gewichtskräfte im Vergleich zu den anderen Kräften im Getriebe (z.B. Verzahnungskräfte) klein sind und nur ein kleiner Teil davon seine Wirkrichtung ändert, ist der Einfluss auf die betrachteten Größen als gering anzunehmen. Für den Lastaufteilungsfaktor wird dies zum Beispiel in [24] bestätigt.

Der zweite Körper dient der Abbildung des Antriebs. Er ist in Abbildung 3.5 nicht als Körper dargestellt, da er für die Struktur des Modells nicht relevant ist. Seine Wirkung wird jedoch über den Ein- und Ausgangspfeil der Leistung verdeutlicht. Im Modell des Getriebeprüfstands erfolgt lediglich die Betrachtung des Torsionsmoments, also des Moments um die x-Achse. Sämtliche Biegemomente, Querkräfte und die Schubkraft werden hier noch nicht berücksichtigt. Dabei lässt sich eine Drehzahl und ein Torsionsmoment vorgeben, mit dem das Getriebe konstant belastet werden soll. Die Definition der beiden Größen erfolgt dabei in Bezug auf die Hauptwelle, sie sind also äquivalent zu Rotordrehzahl und -moment. Im Modell wird die Drehzahl über einen Joint des Typs 40 „Single Axis u(t)“ definiert. Diesem werden Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung um die x-Achse über eine Anregungsfunktion vorgegeben. Die Drehzahl entspricht dabei der Rotationsgeschwindigkeit um die Achse, also der ersten Ableitung des Winkels. Da der Simulationslauf bei stehendem Getriebe startet und eine konstante Drehzahl verlangt wird, kommt als Anregungsfunktion ein Hochlauf auf einen konstanten Wert der ersten Ableitung zum Einsatz. Die Anregungsfunktion ist für die Drehzahl in Abbildung 3.6 dargestellt, sie läuft dabei innerhalb von zehn Sekunden auf die jeweils vorgegebene Betriebsdrehzahl hoch. Der gegenüber dem Bezugssystem rotierende Joint ist über ein Kraftelement mit der Hauptwelle verbunden. Durch die Getriebedynamik kommt es zwangsläufig zu Schwankungen in der Hauptwellendrehzahl. Demgegenüber ist dem Antriebsjoint eine konstante Drehzahl vorgegeben. Resultierend daraus würde es bei einer direkten Verbindung beider zu großen zusätzlichen Zwangskräften kommen, welche die Schwankung der Hauptwellendrehzahl unterdrücken. Um dies zu verhindern, wird mit dem Kraftelement eine Steifigkeit eingefügt, die eine gewisse Verdrehung der Hauptwelle gegenüber dem Antrieb und damit auch eine Drehzahlschwankung zulässt. Das Drehmoment wird an der Ausgangswelle des Getriebes mittels einer Funktion vorgegeben. Es läuft dabei in einer Rampenfunkti-

on ebenfalls innerhalb von zehn Sekunden auf Betriebsmoment hoch. Zusätzlich wird die Getriebeübersetzung mit einbezogen, da das Hauptwellenmoment angegeben, aber das Generatormoment an der Ausgangswelle aufgebracht wird. Das Moment an der Hauptwelle resultiert aus der vorgegebenen Drehzahl.

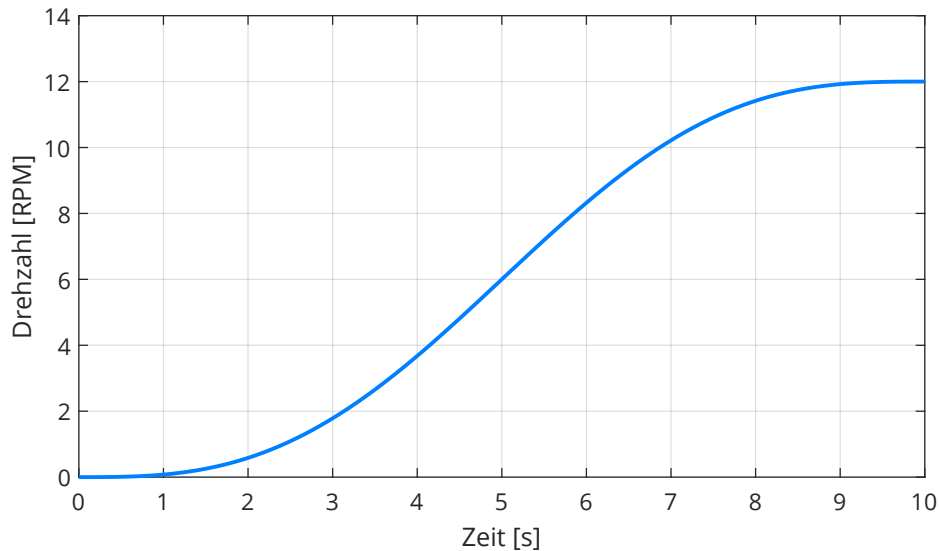


Abbildung 3.6: Hochlauf der Antriebsdrehzahl im Nennbetriebspunkt

Ein Simulationslauf mit diesem Modell wird über eine Dauer von 90 s durchgeführt. Die Abtastrate beträgt für alle hier betrachteten Modelle 10 000 Hz. Die Messung der Ausgabegrößen beginnt aufgrund des Hochlaufs erst nach 30 s. Somit bleibt nach Erreichen der Betriebsdrehzahl zusätzlich noch etwas Zeit, damit Einflüsse aus dem Getriebehochlauf abklingen können.

### 3.3.3 Anlagenprüfstand

Der Anlagenprüfstand (WT TRG) stellt die zweite Ausbaustufe der betrachteten Modelle dar. Es findet bereits eine deutliche Erweiterung gegenüber dem Getriebeprüfstandsmodell statt, sodass die komplette Anlagenstruktur abgebildet ist. Diese Erweiterung wird durch die Abbildung der vereinfachten Anlagenstruktur in Abbildung 3.7 besonders deutlich. Beginnt man wieder ausgehend vom Getriebe, so ist der erste relevante Unterschied, dass dessen Lagerung jetzt auf dem Anlagenmaschinenträger stattfindet. Damit einher geht auch die bereits in Unterabschnitt 3.3.2 angesprochene Neigung des Getriebes mit den dort erwähnten Auswirkungen. Der Maschinenträger ist fest mit dem Maschinenhaus (HSG) verbunden, welches wiederum fest an ein vereinfachtes Modell des Azimutlagers (YAW) angebunden ist. Das Azimutlager kann wahlweise mittels Kraftelement abgebildet oder als feste Verbindung modelliert werden. Für die hier durchgeführten Untersuchungen wird es fest abgebildet, da kein großer Einfluss dieser Lagerung auf die Getriebeeigen-

schaften zu erwarten ist. Die Anbindung des Azimutlagers an den Turm (TWR) ist ebenfalls als feste Verbindung ausgeführt. Über den Turm erfolgt der Anschluss der Anlage an das Fundament (FND). Dieses besteht aus den Teilkörpern Boden und Fundament. Der Bodenkörper ist fest mit dem Inertialsystem, der Fundamentkörper fest mit dem Turm verbunden. Zwischen beiden sind alle sechs Freiheitsgrade freigegeben und die Fundamentsteifigkeiten und -dämpfungen werden über ein „Bushing“-Kraftelement abgebildet. Damit kann die gesamte Anlage abhängig von den einwirkenden Windlasten Bewegungen ausführen.

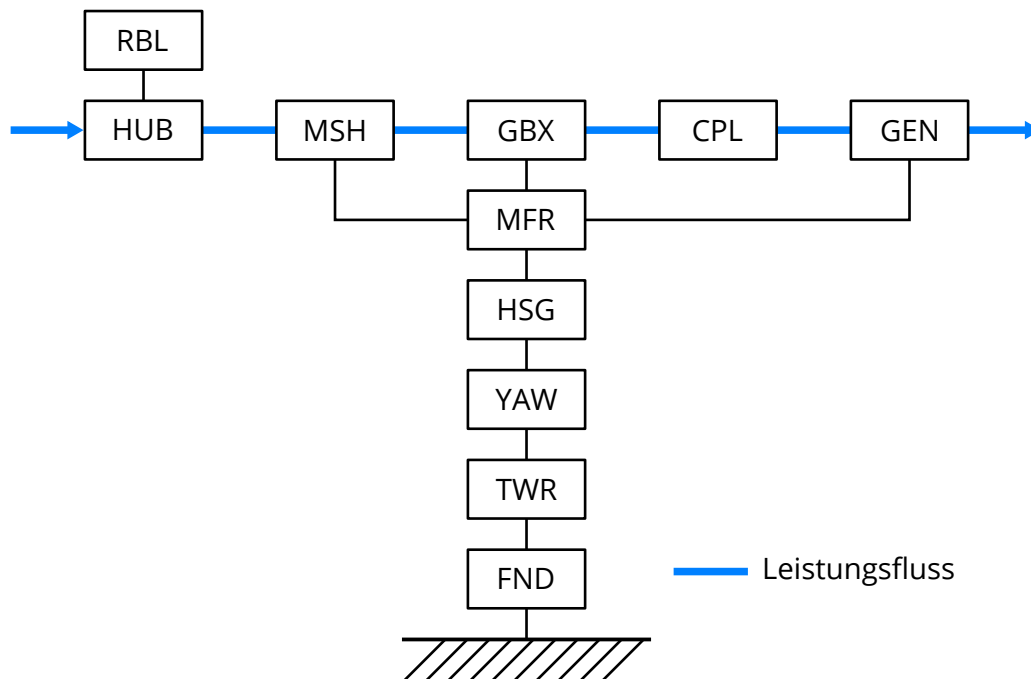


Abbildung 3.7: vereinfachte Struktur des Anlagenprüfstandsmodells

Betrachtet man die Ausgangswelle des Getriebes, so findet hier ebenfalls eine Modellerweiterung statt. An die Welle ist jetzt eine Kupplung (CPL) angeschlossen. Dabei handelt es sich um eine Lenkerkupplung, siehe Unterabschnitt 3.4.3. Sie hat hauptsächlich die Aufgabe, Getriebe und Generator kinematisch zu entkoppeln, sodass sich das Getriebe verlagern und verkippen kann, ohne dass Zwangskräfte entstehen. Wie bereits erwähnt, ist an die Kupplung letztendlich das Generatormodell angeschlossen. Der Generator (GEN) ist dabei nur stark vereinfacht abgebildet. Sein Modell soll vor allem die mechanischen Eigenschaften wiedergeben, eine elektrische Modellierung findet nicht statt. Er ist auf dem Maschinenträger mit Bushings gelagert und besteht aus einem Stator- und einem Rotorkörper. Der Rotor ist mit der Kupplung verbunden, auf ihn wirkt ausgehend vom Stator das Generatormoment. Dieses ist hier analog zum Getriebeprüfstandsmodell (Unterabschnitt 3.3.2) modelliert, allerdings ist das einleitende Kraftelement jetzt Teil des Generatormodells. Das zu applizierende Moment wird über einen Kommunikator aus dem Prüfstandsteilmodell empfangen. Um die Übersichtlichkeit zu erhöhen, ist der Antriebsstrang von Hauptwelle bis Generator, sowie zusätzlich der Maschinenträger, das Azimutlager und das Maschinenhaus in einem Maschinenhaus-Teilmodell zusammengefasst.

Auf der Antriebsseite des Getriebes erfolgt ebenfalls eine erhebliche Änderung der Modellstruktur. Hier kommen Nabe (HUB) und Rotorblätter (RBL) hinzu, deren zusätzliches Gewicht über die Lagerung abgestützt werden muss. Um die Darstellung zu vereinfachen ist in Abbildung 3.7 nur ein Rotorblatt abgebildet, im Modell finden jedoch alle drei Blätter Anwendung. Die Nabe ist wie üblich über Kommunikatoren fest mit der Hauptwelle verbunden. Die Rotorblätter sind je nach Modell fest mit der Nabe verbunden oder besitzen einen Drehfreiheitsgrad um ihre Längsachse, der zur Einstellwinkelverstellung dient. Da die Last bei dem hier betrachteten Prüfstandsmodell nicht über die Rotorblätter eingeleitet wird und die Regelung nicht vorhanden ist, sind die Blätter festgesetzt. Zur Lasteinleitung dient, wie bereits beim Getriebeprüfstandsmodell, das Prüfstandsteilmodell. Die Einleitung des Generatormoments wurde im vorherigen Absatz bereits erwähnt. Ebenfalls analog zum Getriebeprüfstandsmodell findet die Vorgabe der Drehzahl statt. Aufgrund der höheren Trägheiten, insbesondere durch Nabe und Rotorblätter, wurde hier die Zeit bis zum Erreichen der vollen Drehzahl auf 15 s erhöht. Weiterhin kommt bei diesem Modell die Vorgabe von Biegemomenten, Querkraften und der Axialkraft hinzu. Eingeleitet werden diese Kräfte am gleichen Punkt, an dem auch die Drehzahlvorgabe angreift. Kräfte und Momente werden dabei in einem Kraftelement des Typs 50 „ForceTorque Expression Cmp“ vorgegeben. Dabei kann für jede Achse ein Moment und eine Kraft in Form einer Funktion vorgegeben werden. In den hier durchgeführten Untersuchungen kommen konstante Werte für alle Kräfte zum Einsatz.

Auch bei dieser Modellstufe wird wieder eine Zeitdauer von 90 s simuliert, von denen die ersten 30 s nicht ausgewertet werden. Eine Betrachtung der Drehzahl in den ersten 30 s zeigt, dass es nach Erreichen der Zieldrehzahl auf Grund der hohen Trägheit zu einem Überschwingen kommt. Nach dem Zeitraum, der aus der Betrachtung herausgenommen wird, ist die Zieldrehzahl dann jedoch hinreichend genau erreicht.

### **3.3.4 Anlage**

Das Anlagenmodell stellt die dritte und detaillierteste Ausbaustufe der hier betrachteten Modelle dar. Wie in Abbildung 3.8 zu erkennen ist, hat sich strukturell wenig gegenüber dem Anlagenprüfstandsmodell verändert. Änderungen betreffen vor allem Teilmodelle, die nicht Teil der Anlagenstruktur sind, sondern zur Lasteinleitung dienen. Im Gegensatz zu den beiden vorherigen Modellierungsstufen kommt kein Prüfstandsteilmodell zur Belastung der Anlage mehr zum Einsatz. Stattdessen werden die Rotorblätter in den Leistungsfluss einbezogen. Dazu wird ein Aerodynamik-Teilmodell eingebunden, das die Verbindung zu AeroDyn herstellt. Durch die Leistungsschwankungen, welche bei turbulentem Wind auftreten, ist die Vorgabe eines generatorseitigen konstanten Moments nicht mehr ausreichend. Stattdessen kommt ein Teilmodell zum Einsatz, das eine Anlagenregelung implementiert. Sowohl das Aerodynamik- als auch das Regelungsmodell gehen dabei auf die Auslegung des NREL zurück und sollen im Folgenden beschrieben werden.



Zur Abbildung der aerodynamischen Lasten für Windenergieanlagen bietet Simpack eine Schnittstelle zur Aerodynamiksoftware AeroDyn. In den hier durchgeführten Untersuchungen findet dabei AeroDyn v13 Anwendung. Die ebenfalls verfügbare Schnittstelle zur aktuelleren Version v15 kann aufgrund von Beschränkungen durch die Arbeitsweise des LCT nicht verwendet werden. Innerhalb des Simpack-Modells sind dabei bestimmte Referenzmarker vorzugeben, anhand derer sich die für AeroDyn notwendigen Größen ermitteln lassen. Dazu gehören beispielsweise Marker im Turmfuß, in der Nabe und in den Rotorblättern. Aus diesen Markern ermittelt Simpack die kinematischen Informationen des Blatts und sendet diese an AeroDyn, wo die aerodynamischen Kräfte berechnet werden [33]. AeroDyn nutzt zur Berechnung die Blattelementtheorie, bei der die Kräfte aus anstellwinkelabhängigen Koeffizienten berechnet werden. Zusätzlich sind Ansätze zur Berücksichtigung von Verlusten, wie etwa Blattspitzen- oder Nabenverlusten implementiert. Für detaillierte Ausführungen zu den angewandten Ansätzen sei hier auf [35] verwiesen. Die Blattgeometrie des untersuchten Modells entspricht derjenigen des NREL-Beispielmodells, was unkomplizierte Vergleichsrechnungen mit diesen Beispielmodellen erlaubt. Die Berechnung der Kräfte erfolgt an Markern, deren Position bei Simpack- und AeroDyn-Modell übereinstimmen muss. Anhand dieser Marker erfolgt dann wieder die Übertragung der Kräfte in das Simpack-Modell, in welchem sie auf die Modellstruktur einwirken.

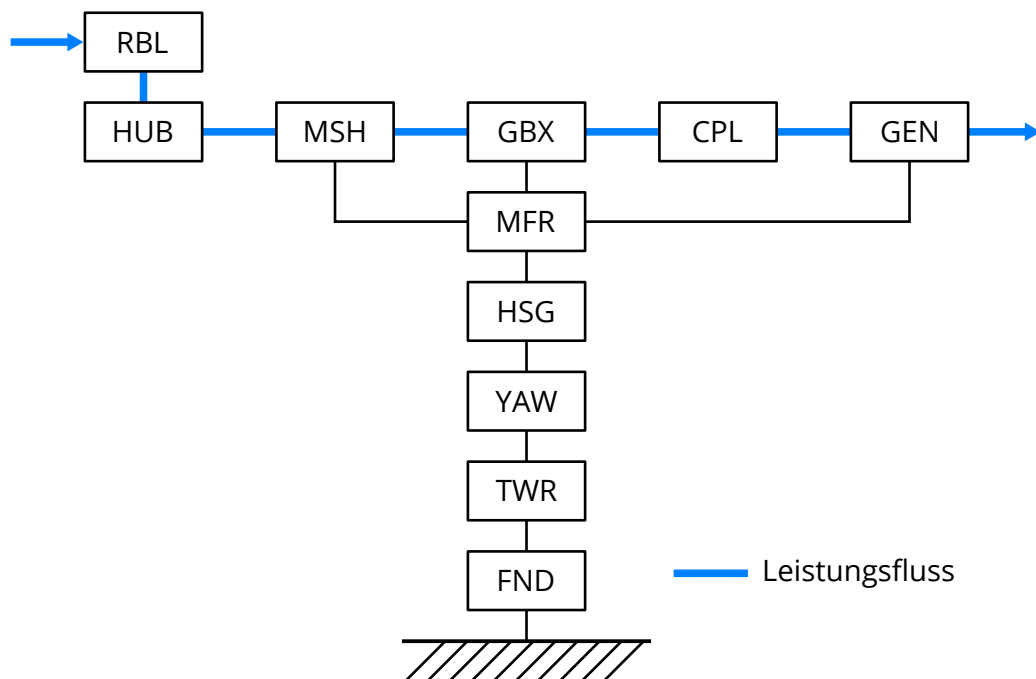


Abbildung 3.8: vereinfachte Struktur des Anlagenmodells

Um auf die veränderlichen Windverhältnisse reagieren zu können, ist für die Anlage eine Regelung hinterlegt. Diese ist in Simpack ebenfalls über eine Schnittstelle implementiert. Dabei wird eine externe Regelungsbibliothek eingebunden, welche das Verhalten der Anlage vorgibt. Im konkreten Fall findet hier ebenfalls die Regelung der NREL-Anlage Anwendung. Eingangsgröße ist dabei einzig die Generator-drehzahl, welche tiefpassgefiltert in den

Regelungskreis eingeht. Sie wird mittels Kommunikator aus dem Generatormodell empfangen. Im Teillastbereich wird das Generatormoment, entsprechend der in Abbildung 3.9 dargestellten Kennlinie, abhängig von der Drehzahl geregelt. Dabei wird innerhalb der Regelungsregion zwei die Leistungsausbeute maximiert, indem die Schnelllaufzahl konstant gehalten wird. Der Nennbetriebspunkt ist am Übergang von Region zweieinhalb zu Region drei erreicht. Das anhand der Kennlinie ermittelte Generatormoment wird wiederum über einen Kommunikator an das Generatormodell gesendet und dort appliziert. Steigt die Drehzahl über die Nenndrehzahl hinaus, setzt die Einstellwinkelregelung ein. Durch diese wird das Rotormoment, und damit letztlich auch die Leistung, konstant gehalten. Dazu ist in der Verbindung Nabe-Rotorblatt der nötige Drehfreiheitsgrad freigegeben. Anhand der Drehzahl und des vorherigen Einstellwinkels wird der benötigte Winkel ermittelt. Innerhalb des Simpackmodells wird nun aus der Winkeldifferenz über eine hinterlegte Funktion ein Moment ermittelt. Dieses wird an Kraftelemente am Übergang zwischen Nabe und den Rotorblättern gesendet. Aufgabe der Kraftelemente ist eine vereinfachte Darstellung des Einstellwinkelverstellmechanismus, durch das Aufbringen des angeforderten Moments werden die Blätter verstellt und die Leistung begrenzt. Weiterführende Informationen zur Regelung der Anlage lassen sich in [29] finden.

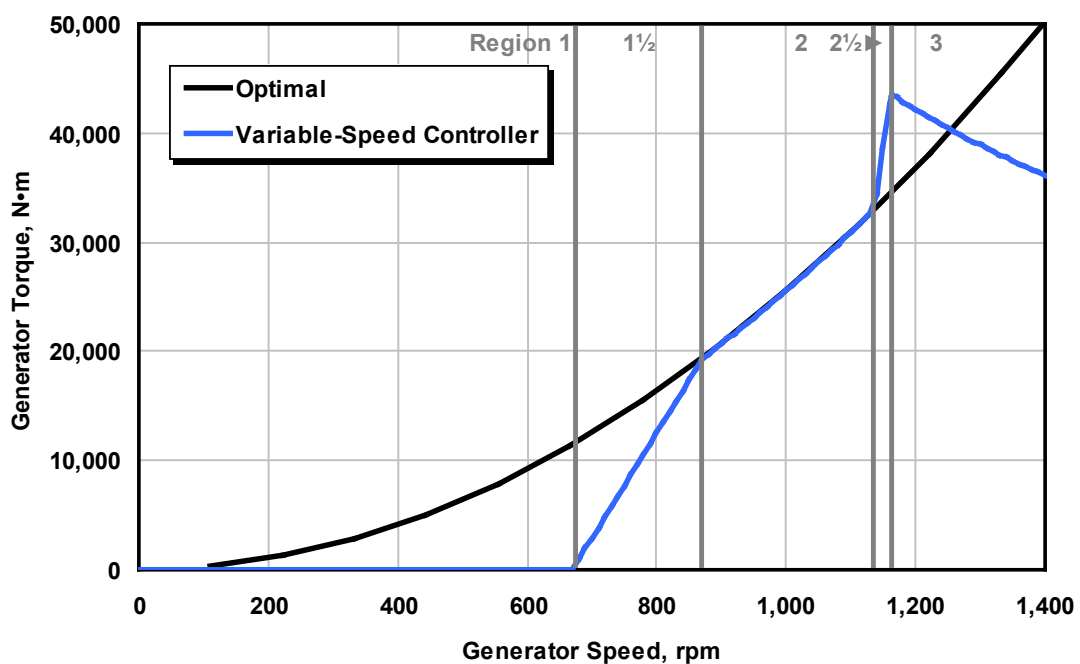


Abbildung 3.9: Regelung des Generatormoments in Abhängigkeit der Drehzahl [29]

Die Simulationen des Anlagenmodells finden mithilfe des LCT statt. Moment und Drehzahl resultieren jetzt aus den Windverhältnissen und der Regelung und sind nicht mehr konstant vorgegeben. Resultierend daraus ist keine fest definierte Hochlaufzeit vorhanden, zudem ist die Zeit bis zum Erreichen der Betriebsdrehzahl vergleichsweise lang. Aus diesen Gründen findet zunächst ein Initialisierungslauf statt. Dieser wird über einen Simulationszeitraum von 750 s durchgeführt und deckt den gesamten Betriebsbereich ab. Das

vorgegebene Windfeld ist dabei im kompletten Zeitraum laminar, weist also eine konstante Geschwindigkeitsverteilung auf. Für die ersten 150 s entspricht der Betrag der Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe der Windgeschwindigkeit des ersten betrachteten Betriebspunkts. Dies erlaubt der Anlage zunächst anzulaufen. Zur Definition der Betriebspunkte sei an dieser Stelle auf Abschnitt 3.6 verwiesen. Über den verbleibenden Simulationszeitraum erhöht sich die Windgeschwindigkeit rampenförmig bis zur Endgeschwindigkeit. Während dieses Hochlaufs werden in regelmäßigen Abständen Anlagenzustände in „State Sets“ gespeichert. Für die eigentliche Simulation der Anlage kommen anschließend turbulente Windfelder zum Einsatz, das Windmodell ist in Abschnitt 3.2 beschrieben. Als Startzustand der Simulation wird derjenige Zustand aus der Initialisierung übernommen, welcher der charakteristischen Windgeschwindigkeit des Windfelds am nächsten ist. Insgesamt wird ein Zeitraum von 660 s simuliert. Die ersten 60 s werden dabei verworfen, damit das Modell sich an die eventuell etwas vom Startpunkt abweichende Windgeschwindigkeit anpassen kann. Zur Auswertung lassen sich dann die restlichen 600 s verwenden.

## **3.4 Modifikationen des Mehrkörpersystem-Simulationsmodells**

Während der Arbeit mit dem existierenden Modell und der Auswertung von Ergebnissen für die einzelnen Modellstufen fiel auf, dass einige Aspekte der Modellgestaltung nicht dem Stand der Technik entsprechen. Um sinnvolle Ergebnisse für das verwendete Getriebe zu erzielen, werden Änderungen an den betreffenden Modellierungen vorgenommen, die in den folgenden Unterabschnitten beschrieben werden.

### **3.4.1 Verzahnungsmodifikationen**

Wie in Unterabschnitt 2.2.1 bereits beschrieben, kann die Mikrogeometrie einer Verzahnung modifiziert werden, um unterschiedliche Eigenschaften zu beeinflussen. Darauf wird in dieser Arbeit zurückgegriffen. Zur Minderung der Eingriffsstöße werden alle Räder mit linearen Kopfrücknahmen versehen. Zusätzlich kommt in der dritten Stufe eine Fußrücknahme zur Verbesserung des Anregungsverhaltens zum Einsatz. In den anderen beiden Stufen konnte mit einer zusätzlichen Fußrücknahme keine wesentliche Verbesserung erzielt werden.

Für die hier durchgeführten Untersuchungen sind vor allem die Modifikationen über die Zahnbreite, wie sie in Abbildung 2.5 dargestellt sind, relevant. Mit ihnen soll eine möglichst optimale Verteilung der Belastung auf die Zahnflanke erzielt werden. Eine gute Breitenlastverteilung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Flanke an allen Stellen möglichst gleich ausgelastet wird. Das heißt, es sollte zum einen keine Verlagerung der Zahnkräfte zu einer Seite erfolgen, was zu einem Kantentragen führen würde. Weiterhin sollte die Last

sich jedoch auch nicht nur auf die Mitte der Verzahnung konzentrieren und zu den Rändern hin stark abfallen. Da die Einflüsse auf die Breitenlastverteilung lastabhängig sind, muss festgelegt werden, für welche Last die Modifikationen auszulegen sind. Für das hier untersuchte Modell erfolgt die Auslegung am Nennbetriebspunkt. Hintergrund dieser Entscheidung ist, dass das einwirkende Drehmoment als Haupteinflussfaktor auf die Breitenlastverteilung angesehen werden kann. Unterhalb des Nennbetriebspunktes wird es durch Abnahme des Moments wahrscheinlich zu einer deutlichen Verschlechterung des Breitenfaktors kommen. Durch die Abnahme der Belastung gleicht sich der negative Effekt auf die Beanspruchung jedoch zumindest teilweise aus. Oberhalb des Nennbetriebspunkts bleibt das Antriebsmoment durch die Einstellwinkelverstellung konstant. Eine Änderung des Breitenfaktors erfolgt hier dann hauptsächlich durch geänderte Zusatzkräfte, womit eine geringere Änderung als im Teillastbereich zu erwarten ist. Unter Beachtung des deutlich abnehmenden Zeitanteils bei höheren Windgeschwindigkeiten (siehe Abschnitt 3.6), erscheint eine Optimierung des Tragbilds im Nennbetriebspunkt am sinnvollsten.

Die Bewertung des Tragverhaltens erfolgt direkt mit den Ergebnissen des Simpack-Modells. Zu diesem Zweck lässt sich das Verzahnungs-Kraftelement in mehrere Scheiben (Slices) unterteilen. Im untersuchten Modell werden 21 Scheiben verwendet. Simpack bietet die Möglichkeit, für jeden Abschnitt der Verzahnung verschiedene Kraftgrößen auszuwerten. Um die Modifikationen auszulegen, wird die Umfangskraft pro Scheibe ausgewertet. Betrachtet wird dabei der Verlauf dieser Verteilung über einen Umlauf des Planetenträgers. Dies ist nötig, da sich die Lastverteilung, wie in Unterabschnitt 2.2.1 beschrieben, neben konstanten Anteilen auch aus Anteilen zusammensetzt, die während des Umlaufs schwanken. Konkret ergeben sich diese vor allem aus der Verkipfung des Stegs und der Sonne, während die konstanten Anteile vor allem aus Torsion und Biegung der beteiligten Körper sowie der Verkipfung des Planeten entstehen. Bleiben die äußeren Lasten konstant, erreicht ein betrachteter Planet nach einer Umdrehung des Stegs wieder die gleiche Position bezüglich der Verkipfung der Elemente wie zu Beginn der Umdrehung. Aus diesem Grund reicht die Betrachtung einer Stegumkehrung zur Bewertung des grundsätzlichen Tragverhaltens.

Die auf diese Weise erzielten Ergebnisse sind in Abbildung 3.10 für den Eingriff Hohlrad-Planet des Getriebeprüfstands dargestellt. Die Ausdehnung der Verteilung in z-Richtung resultiert dabei aus Schwankungen der Zahnkraft. Die Breitenkoordinate steigt generatorseitig an, negative Breitenwerte liegen also auf der Rotorseite (RS), positive auf der Generatorseite (GS) der Verzahnung. Ohne Breitenmodifikationen zeigt sich die Breitenlastverteilung entsprechend Abbildung 3.10a. Ausgehend von dieser Verteilung erfolgt die Auslegung der Modifikationen nun als iterativer Prozess. Der Eingriff Sonne-Planet wird dabei über die linke Flanke (LF) der Sonne, der Eingriff Hohlrad-Planet über die rechte Flanke (RF) des Planetenrads beeinflusst. Zunächst wird die Flankenlinienwinkelmodifikation schrittweise angepasst, bis die Verteilung, über den gesamten Umlauf betrachtet, möglichst gleichmäßig ist und keine einseitige Verlagerung mehr aufweist. Die Flanke des Planetenrads wird dabei entsprechend der Verteilung rotorseitig, die der Sonne genera-

torseitig zurückgenommen. Mit dieser Maßnahme werden die konstanten Anteile an der Breitenlastverlagerung ausgeglichen. In einem zweiten Schritt erfolgt die Anpassung an die nicht konstanten Anteile über das Aufbringen von Flankenlinienendrücknahmen und Flankenlinienballigkeit. Infolge der Verteilungsschwankung über den Umlauf kann hier kein konstantes Lastniveau erreicht werden, somit steht die Vermeidung des Kantentrags im Vordergrund dieser Maßnahme. Die mit Modifikationen resultierende Verteilung ist in Abbildung 3.10b festgehalten. Für den Eingriff Sonne-Planet, bei dem das Vorgehen analog stattfindet, befinden sich die Abbildungen im Anhang, Unterabschnitt A.2.1. Die ermittelten Modifikationswerte sind in Tabelle 3.2 zu finden.

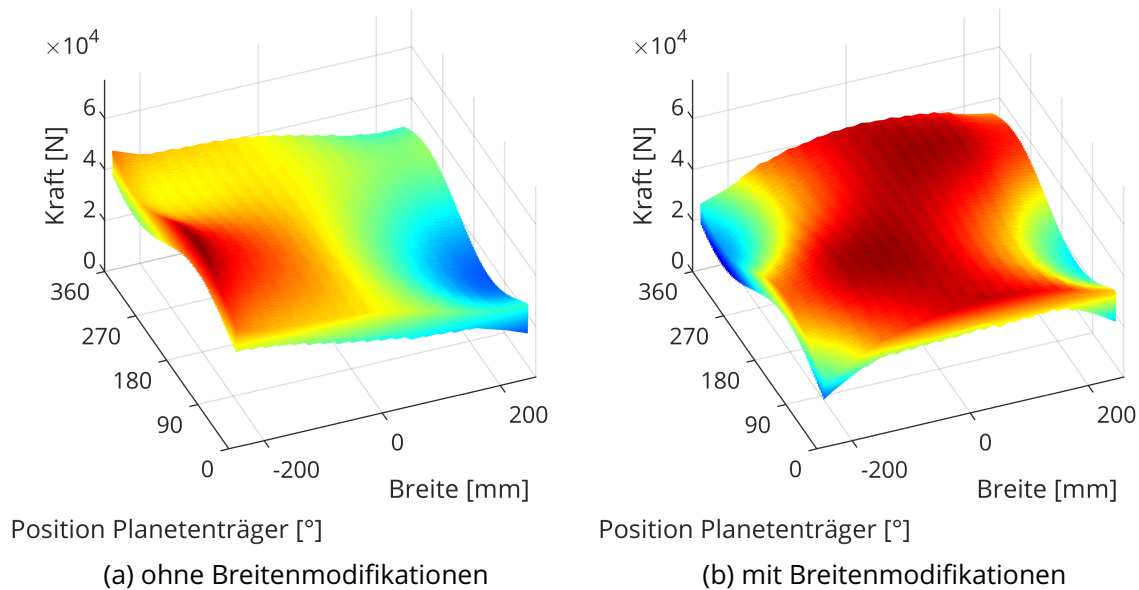


Abbildung 3.10: Breitenlastverteilung des Eingriffs Hohlrad-Planet 1 über eine Stegumdrehung ohne und mit Breitenmodifikationen, Modell GBX TRG

Tabelle 3.2: Übersicht über die Breitenmodifikationen der Modelle. GS - Generatorseite, RS - Rotorseite

Modell	Flanke	Endrücknahme		Winkelmod. $c_{H\beta}[\mu\text{m}]$	Balligkeit $c_{\beta}[\mu\text{m}]$
		$l_e[\mu\text{m}]$	$b_e[\text{mm}]$		
GBX TRG	SUN LF	20	108	60 (GS)	10
	PLT RF	12,5	104	70 (RS)	10
WT TRG	SUN LF	10	108	85 (GS)	25
	PLT RF	10	104	50 (RS)	10

Für das Anlagenprüfstandsmodell wurde als Ausgangssituation das bereits mit Modifikationen versehene Getriebe aus dem Getriebeprüfstand verwendet. Infolge der geänderten Belastungssituation zeigt sich hier jedoch eine nicht optimale Lastaufteilung, für die Abbildungen sei an dieser Stelle auf den Anhang verwiesen (Unterabschnitt A.2.2). Aus diesem

Grund wurden die Breitenmodifikationen erneut angepasst, sodass sich die in Tabelle 3.2 festgehaltenen Werte ergeben. Bei Betrachtung der Flankenlinienwinkelmodifikationswerte zeigt sich, dass vor allem die Aufteilung auf die unterschiedlichen Eingriffe eine Änderung erfährt, während der Gesamtbetrag nahezu konstant bleibt. Gleiches gilt auch für die Endrücknahme und Balligkeit. Auf der modifizierten Sonnenflanke erfolgt eine Senkung des Endrücknahmebetrags bei gleichzeitiger Erhöhung der Balligkeit, wodurch sich die Rücknahme über einen größeren Flankenbereich verteilt. Betrachtet man die Flankennenden, so bleiben die Rücknahmebeträge aus der Summe beider Anteile jedoch auch nahezu gleich. Für das Anlagenmodell werden die Breitenmodifikationen aus dem Anlagenprüfstandsmodell übernommen, da keine wesentlichen Änderungen der Modellstruktur zwischen beiden vorliegen.

Nach DIN 3990-1 [17] soll die Berechnung des Breitenfaktors näherungsweise mit der Umfangskraft am Teilkreis durchgeführt werden. Dies ist mit der bisher angewendeten Betrachtungsweise nicht gegeben. Bei der ausgewerteten Gesamtumfangskraft pro Scheibe sind durch die Überdeckung zwei oder drei Zähne gleichzeitig im Eingriff. Zudem liegen die Kontaktpunkte die meiste Zeit abseits des Teilkreises. Um einen normgerechten Breitenfaktor zu ermitteln, erfolgt der Einsatz des Auswertungstools SimPackLastVerteilungsPlot (SPLVP). Dieses ermöglicht die Darstellung einer Linienlastverteilung auf Basis der Simpack-Ergebnisse. Dabei erfolgt die Beschränkung auf lediglich einen Eingriff. Infolge dessen ist jedoch keine einfache Beurteilung der Verhältnisse über einen längeren Zeitraum, beispielsweise über eine ganze Stegumdrehung, möglich. Durch eine weitere Begrenzung auf Werte, die innerhalb dieses Eingriffs auf dem Teilkreis liegen, lässt sich ein Breitenfaktor ermitteln, worauf später zurückgegriffen wird. An dieser Stelle sei der Fokus vor allem auf die Abbildung gelegt, die in ihrer Art etwa der Darstellungsart in Berechnungsprogrammen wie LVR entspricht. Auf der y-Achse ist dabei statt der normierten Eingriffsstrecke der Eingriffswinkel des Planeten im Kontaktpunkt angegeben, der sich über die Eingriffsstrecke verändert. Um zu überprüfen, ob die Auswertung der Gesamtumfangskräfte pro Scheibe gleiche Ergebnisse wie die Darstellung der Linienlast über einen Eingriff liefert, sollen beide verglichen werden. Dazu wird wieder der Eingriff Hohlrad-Planet im Getriebeprüfstandsmodell bei Nennbetriebspunkt untersucht. Mit dem SPLVP werden dabei Eingriffe bei einer Stegposition von  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  und  $270^\circ$  ausgewertet, siehe Abbildung 3.11. Dabei zeigt sich eine Übereinstimmung der Verhältnisse im Vergleich mit Abbildung 3.10b. Beide Auswertungen zeigen bei der  $90^\circ$ -Position eine rotorseitige Verlagerung der Last, während das Maximum in der  $270^\circ$ -Position generatorseitig liegt. Bei  $0^\circ$  und  $180^\circ$  weisen beide Darstellungen nur eine geringfügige Verlagerung des Lastmaximums aus der Mitte auf. Damit kann geschlussfolgert werden, dass beide Auswertungsansätze qualitativ die gleichen Ergebnisse zeigen. Somit kann die Darstellung der Umfangskräfte über einen Stegumlauf für eine erste Bewertung der Lastverteilung genutzt werden. Zur Ermittlung des Breitenfaktors zu einem spezifischen Zeitpunkt bietet sich dagegen die Nutzung des SPLVP an.

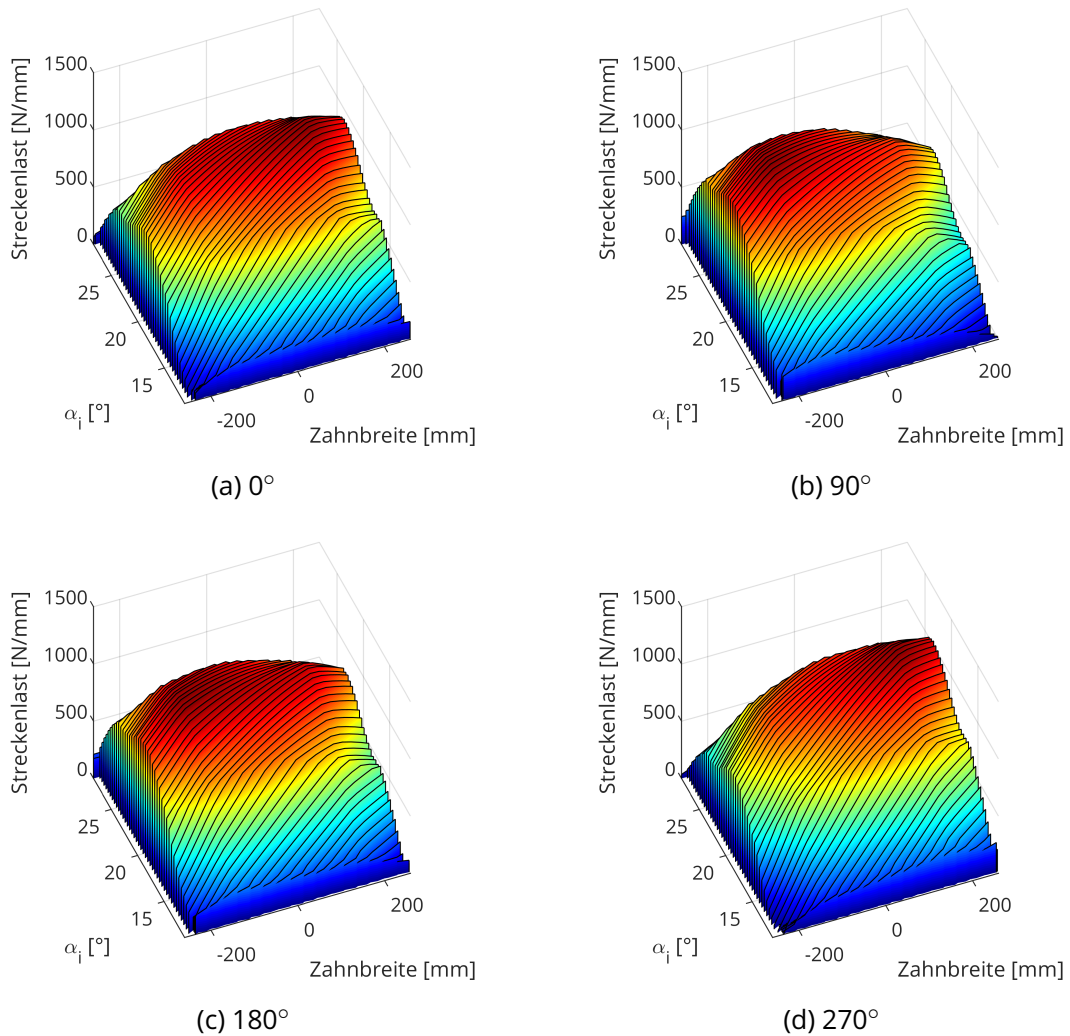


Abbildung 3.11: Breitenlastverteilung der Verzahnung Hohlrad-Planet 1 für einen Zahn-eingriff an verschiedenen Stegpositionen, Modell GBX TRG, vgl. Abbildung 3.10b

### 3.4.2 Einstellbeweglichkeit der Sonnenräder

Zur Verbesserung des Lastaufteilungsverhaltens auf die einzelnen Planeten bietet sich der Einsatz eines einstellbeweglichen Zentralelements an. Durch dieses verringert sich der Grad der statischen Überbestimmtheit und das Lastaufteilungsverhalten verbessert sich [21, 23]. Im vorliegenden, mehrstufigen Umlaufrädergetriebe kann eine Einstellbeweglichkeit der Sonne zum Beispiel durch die Verbindung der Stufen mittels einer Kupplung, die Verkippbewegungen zulässt, erreicht werden. Im vorliegenden Getriebe ist die Verbindung der einzelnen Stufen über Zahnwellenverbindungen realisiert [15]. Zahnkupplungen erlauben den Ausgleich eines Winkerversatzes der verbundenen Wellen mit geringen Rückstellkräften [36].

Im MKS-Modell sind die Kupplungen dabei vereinfacht als „Cylindrical Bushing“ modelliert,

siehe Abbildung 3.4. Für alle Freiheitsgrade sind Steifigkeiten und Dämpfungen hinterlegt, als Kippsteifigkeit werden zum Beispiel  $1 \cdot 10^{10} \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$  angegeben. Damit entstehen bei einem Winkelversatz zwischen der Sonnenwelle erster und Planetenträger zweiter Stufe jedoch große Rückstellkräfte. Infolge dessen kann die Sonne keine Ausgleichsbewegungen ausführen, sie ist über die Planetenträgerlager der IMS gelagert ausgeführt, was nicht dem Stand der Technik entspricht. Die Folge dieser Auslegung zeigt sich am deutlichsten bei Betrachtung der Umfangskräfte. Ausgewertet wird der Umfangskraftverlauf des Eingriffs Sonne-Planet 1 im Anlagenprüfstandsmodell bei Nennlast. Das Anlagenprüfstandsmodell wird aufgrund der höheren auftretenden Umfangskraftschwankung gewählt, im Getriebeprüfstandsmodell ist der Effekt weniger deutlich zu erkennen. In Abbildung 3.12 ist der Verlauf für die bisher beschriebene Modellausführung festgehalten. Dabei lässt sich prinzipiell ein Sinusverlauf mit der Periode der Stegumdrehung, einem Minimum bei  $45^\circ$  und einem Maximum bei etwa  $225^\circ$  erkennen. Diesem Sinusverlauf sind zusätzlich andere Schwingungen überlagert. Zum einen existiert eine vergleichsweise hochfrequente Zahnkraftschwingung, die den Verlauf als eine Art Band erscheinen lässt. Dabei handelt es sich um die aus dem Zahneingriff resultierende Zahnkraftschwankung. Ihre Frequenz entspricht der Zahneingriffsfrequenz, wodurch sie 93 mal pro Stegumdrehung auftritt. Zusätzlich liegt eine Schwingung vor, die den Sinusverlauf beeinflusst. So erhöht sich der Anstieg des Graphen nach dem Minimum bei  $45^\circ$  relativ schnell, flacht danach aber wieder ab. Die überlagerte Schwingung tritt etwa vier mal pro Umdrehung auf. Betrachtet man mehrere Umläufe hintereinander, so ändert sich die Phase der Schwingung relativ zur Stegposition mit jeder Umdrehung geringfügig. Dies deutet darauf hin, dass es sich um eine Rückwirkung aus der zweiten Stufe handelt, welche sich durch die gelagerte Sonne auf die erste Stufe auswirkt.

Eine Einstellbeweglichkeit der Sonne kann im Modell vergleichsweise einfach ermöglicht werden, indem die Kippsteifigkeit im Kupplungskraftelement entfernt wird. Dadurch kann sich ein Winkelversatz zwischen Sonnenwelle und Planetenträger ohne Rückstellkräfte einstellen. Über den Winkelversatz und die Länge der Sonnenwelle kann das Sonnenrad damit seine Position frei einstellen und so zu einem besseren Lastausgleich beitragen. Gleichzeitig wird die Sonnenposition durch die Planetenräder der LSS begrenzt. Diese Art der Modellierung stellt ebenfalls keine vollständig akkurate Nachbildung einer Zahnkupplung dar. Sie setzt zum Beispiel voraus, dass der Winkelversatz kleiner bleibt als der zulässige Kupplungsversatz, oberhalb dessen wieder eine hohe Verkippteifigkeit vorliegen würde. Zudem liegen auch im Einstellbereich geringe Kräfte vor, die hier nicht berücksichtigt werden. Eine bessere Abbildung des Verhaltens ließe sich beispielsweise über die Implementierung von Funktionen im Modell realisieren. Für die hier durchgeführten Untersuchungen ist die beschriebene Modellanpassung jedoch zunächst ausreichend, da vor allem die Einstellbeweglichkeit der Sonne relevant ist, welche durch die Anpassung gewährleistet wird.

In Abbildung 3.13 ist der gleiche Verlauf wie in Abbildung 3.12 für das Stufenkupplungsmodell ohne Kippsteifigkeit dargestellt. Es zeigt sich, dass sowohl die Schwingung mit der Pe-



riode der Stegumdrehung, als auch diejenige mit Zahneingriffsfrequenz nach wie vor vorhanden sind. Die dritte Schwingung ist hingegen vollständig verschwunden, wodurch der Verlauf über die Umdrehung wesentlich besser einer Sinusform entspricht. Damit bestätigt sich, dass die Einstellbeweglichkeit der Sonne einen Einfluss auf das Getriebeverhalten hat. Im konkreten Fall lässt sich das an den Umfangskräften der ersten Stufe nachweisen, die ohne Einstellbeweglichkeit Rückwirkungen aus der zweiten Stufe aufweisen.

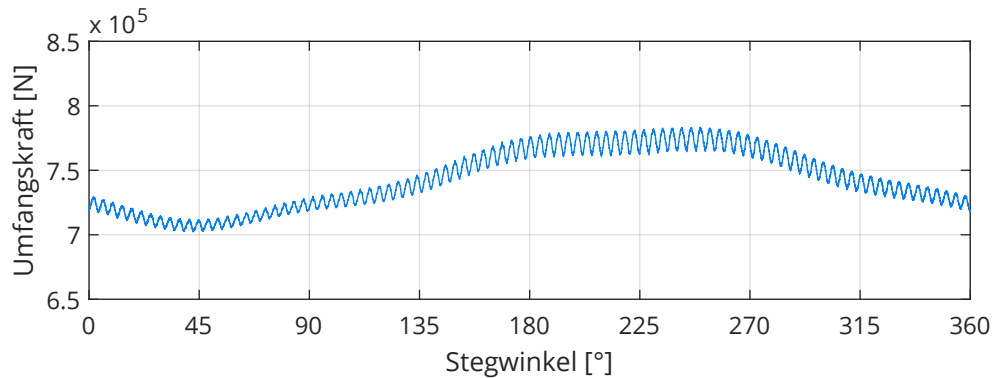


Abbildung 3.12: Umfangskraftverlauf mit Kippsteifigkeit in der Stufenkupplung

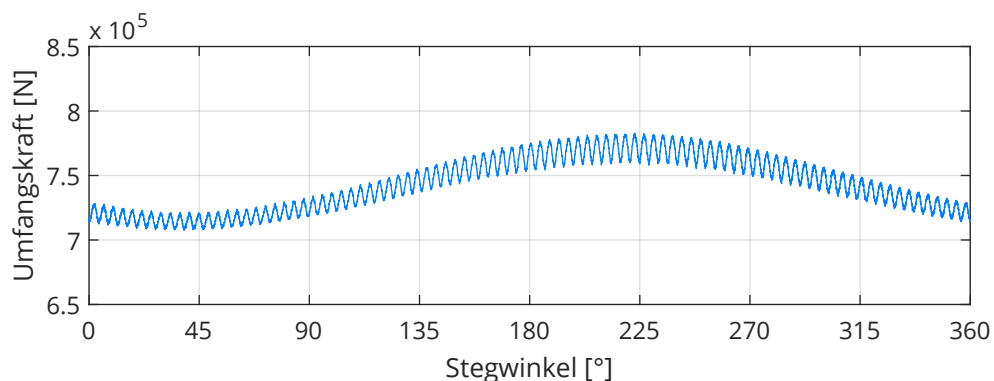


Abbildung 3.13: Umfangskraftverlauf ohne Kippsteifigkeit in der Stufenkupplung

### 3.4.3 Detaillierung des Kupplungsmodells

Da sich das Getriebe unter der Einwirkung der Betriebslasten verlagert und verkippt, ist zur Verbindung mit dem Generator der Einsatz einer Kupplung erforderlich. Neben der mechanischen Entkopplung hat sie auch die Aufgabe, Getriebe und Generator elektrisch voneinander zu trennen, um so Stromdurchgänge in Verzahnungen und Lagern zu verhindern [37]. Eine für diesen Zweck einsetzbare Kupplungsbauart stellt die Lenkerkupplung dar. Deren Aufbau ist in Abbildung 3.14 dargestellt. Der Flansch ist je nach Größe über drei bis acht auf Zug belastete Lenker mit der Zwischenwelle verbunden. Jeder Lenker ist über eine zylindrische Gummibuchse radial mit der Zwischenwelle und über eine sphärische Gummibuchse axial mit dem Flansch verbunden [38]. Dadurch können große axiale und radiale Verlagerungen sowie Winkelversatz mit geringen Rückstellkräften

ausgeglichen werden. Zudem ist die elektrische Entkopplung durch die Gummibuchsen sichergestellt, weshalb eine Zwischenwelle aus Stahl verwendet werden kann [37].

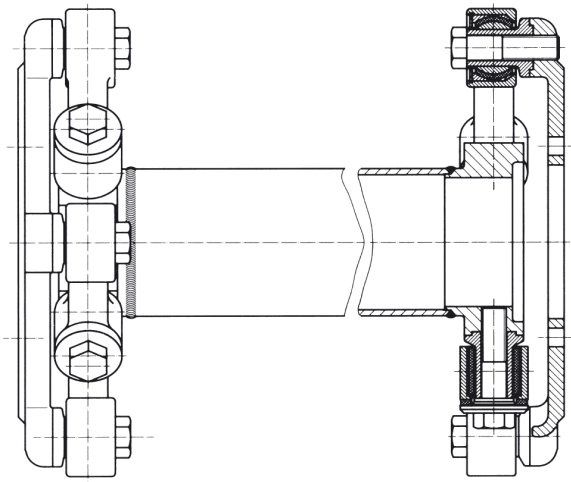


Abbildung 3.14: Aufbau einer Lenkerkupplung [38]

Im MKS-Modell kommt ein vereinfachtes Kupplungsmodell zum Einsatz. Dessen Topologieplan ist in Abbildung 3.15 dargestellt. Das Ersatzmodell besteht aus lediglich vier Starrkörpern, die vier Abschnitte (SEC) darstellen. Abschnitt eins ist fest mit dem Kommunikationsmarker zum Anschluss an die Getriebeausgangswelle verbunden. Ebenso ist der Anschluss von Abschnitt vier an das Generatormodell realisiert. Um die Kupplungsfunktionalität zu gewährleisten, sind zwischen den einzelnen Körpern unterschiedliche Freiheitsgrade durch die „Connections“ freigegeben. In den zum Einsatz kommenden Kraftelementen („Cylindrical Bushing“) sind Steifigkeiten

und Dämpfungen für die jeweiligen Freiheitsgrade hinterlegt. Zwischen Abschnitt zwei und drei ist der Torsionsfreiheitsgrad freigegeben, somit kann die Torsionssteifigkeit der Kupplung abgebildet werden. Die Verbindungen zwischen Abschnitt eins und zwei sowie drei und vier erlauben jeweils eine Verkipfung. Dabei sind auch hier Steifigkeiten hinterlegt, die Rückstellkräfte bei einer Verkipfung bewirken. Durch diese Art der Modellierung muss jegliche Verschiebung und Verkipfung auf eine Verkipfung zwischen den beiden Kupplungshälften zurückgeführt werden. Gegenüber dem in [37] vorgestellten Minimalmodell einer Lenkerkupplung ist zudem kein translatorischer Freiheitsgrad in axiale Richtung freigegeben. Somit kann die Längenänderung der Kupplung infolge der Verlagerung und Verkipfung nicht abgebildet werden. Resultierend aus diesen Eigenschaften kann es je nach Verlagerung zu hohen Zwangskräften in den angeschlossenen Wellen kommen.

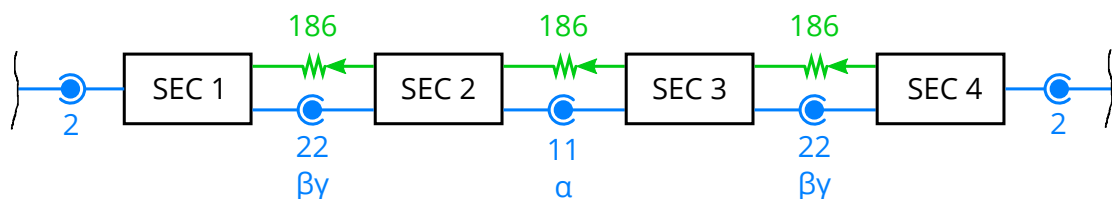


Abbildung 3.15: Topologieplan des vereinfachten Kupplungsmodells

Ein dadurch auftretender Effekt lässt sich beispielsweise in der Drehbeschleunigung der Getriebeausgangswelle beobachten. Ausgewertet wird diese im Anlagenprüfstandsmodell, da die Kupplung im Getriebeprüfstandsmodell noch keine Anwendung findet. Untersucht wird der Nennbetriebspunkt, die ausgewertete Drehbeschleunigung wird über eine Fast-

Fourier-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich überführt. Das resultierende Spektrum ist für das vereinfachte Kupplungsmodell in Abbildung 3.16a dargestellt. Eine erste bedeutende Amplitude tritt bei einer Frequenz von 39,13 Hz auf. Bei der vorgegebenen Rotordrehzahl von  $12 \frac{1}{\text{min}}$  ( $0,2 \frac{1}{\text{s}}$ ) beträgt die Drehzahl der Getriebeausgangswelle  $19,57 \frac{1}{\text{s}}$ . Damit entspricht die Frequenz des ersten Ausschlags der zweifachen Rotationsfrequenz der Welle. Dies deutet darauf hin, dass dieser durch den Fluchtungsfehler zwischen Getriebe und Generator und die daraus resultierenden Zwangskräfte bei Verwendung des einfachen Kupplungsmodells entsteht [39]. Die weiteren auftretenden Amplituden lassen sich den Zahneingriffsfrequenzen der zweiten und dritten Stufe und deren vielfachen Harmonischen zuordnen.

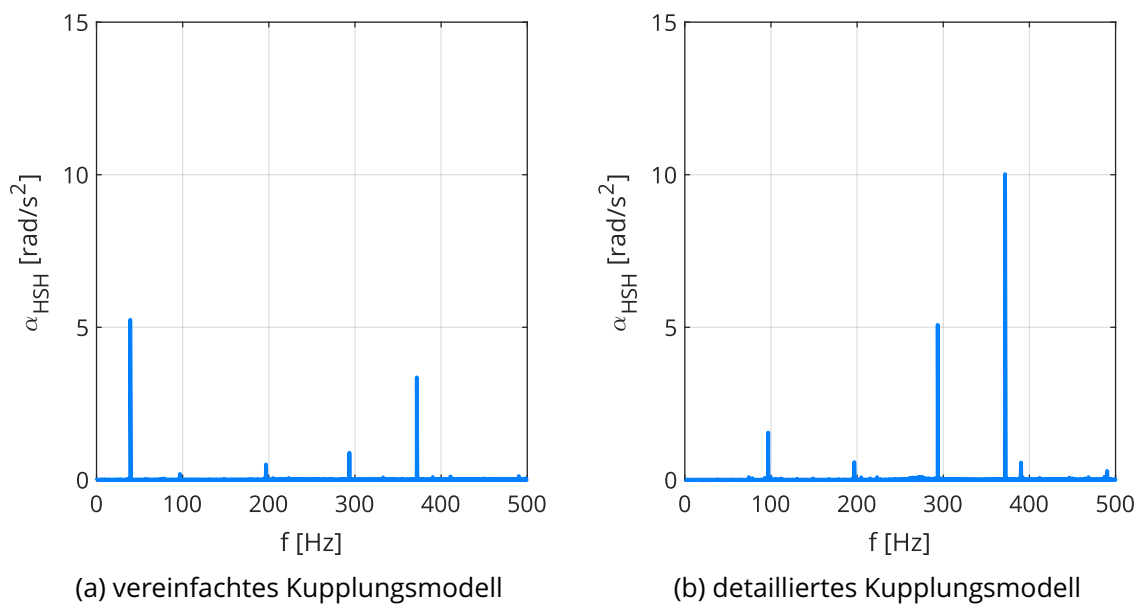


Abbildung 3.16: Drehbeschleunigungsspektrum der Getriebeausgangswelle im Modell WT TRG

Um das Kupplungsverhalten besser abzubilden, erfolgt der Einsatz eines detaillierten Kupplungsmodells. Der Aufbau orientiert sich dabei an der in Abbildung 3.14 gezeigten Struktur. Bei der für die Anlage passenden Kupplungsgröße kommen fünf Lenker auf jeder Seite zum Einsatz. Für sämtliche Körper sind CAD-Modelle mit entsprechenden Massen und Trägheiten als Starrkörper hinterlegt. Die Flansche sind fest mit Getriebe und Generator verbunden. In den Verbindungen zwischen Lenkern und Flansch beziehungsweise Zwischenwelle sind alle sechs Freiheitsgrade freigegeben. Die Abbildung der Verbindung über Gummibuchsen erfolgt durch Kraftelemente des Typs „Bushing“. Durch die Nachbildung der Kupplungsstruktur erfolgt eine realistischere Abbildung des Kupplungsverhaltens im MKS-Modell. Insbesondere die Freigabe der translatorischen Freiheitsgrade, sowie die Verringerung der Kippsteifigkeit im Vergleich zum vereinfachten Modell sollten die von der Kupplung ausgehenden Kräfte auf das System deutlich verringern.

Das Ergebnis dieser Änderung zeigt sich wieder bei Betrachtung des Drehbeschleunigungs-

spektrums der Ausgangswelle. Dieses ist in Abbildung 3.16b abgebildet. Außer der Änderung des Kupplungsmodells wurden keine Parameter gegenüber Abbildung 3.16a geändert. Die Amplitude bei 39,13 Hz ist im Spektrum vollständig verschwunden. Dies bestätigt die Vermutung, dass es sich dabei um eine Rückwirkung der Kupplung handelt und belegt, dass diese durch das neue Kupplungsmodell beseitigt wird. Weiterhin fällt jedoch auf, dass sich die Amplituden aus der Anregung durch die Zahneingriffsfrequenzen deutlich verstärkt haben. Eine Ursache hierfür kann das unterschiedliche Dämpfungsverhalten der Kupplungen sein. Im vereinfachten Kupplungsmodell ist die Dämpfung vergleichsweise hoch angesetzt. Durch eine Verringerung der Torsionsdämpfung im vereinfachten Modell von  $55\,000 \frac{\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}}{\text{rad}}$  auf  $4000 \frac{\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}}{\text{rad}}$  ergibt sich ein Dämpfungsmaß von 0,08 für den Torsionsfreiheitsgrad der Kupplung. Im Gegensatz dazu liegt es im detaillierten Kupplungsmodell etwa bei 0,02. Bei Rechnung mit der verringerten Dämpfung im vereinfachten Modell kann der Anstieg der Amplituden teilweise nachvollzogen werden. Die Ausschläge bei etwa 100 Hz und 200 Hz entsprechen dann circa denen bei Verwendung des detaillierten Modells. Für die höheren Frequenzen kann die Erhöhung der Amplituden hingegen nur teilweise nachvollzogen werden. Da der Einfluss dieser Schwingungen auf die untersuchten Werte in der ersten Stufe jedoch als gering betrachtet werden kann, soll an dieser Stelle keine weitere Untersuchung der Ursachen und Optimierung des Schwingungsverhaltens erfolgen.

### 3.5 Modell zur Lagerberechnung nach Norm

Zur Berechnung der Lagerlebensdauer wird die Belastung und die Drehzahl des Lagers benötigt. Hier soll zum Vergleich mit den MKS-Daten die Lebensdauerberechnung für ein Planetenlager der ersten Stufe durchgeführt werden.

Für die Belastung der Planetenlager sorgt vor allem das Antriebsmoment. In Abbildung 3.17 sind die entstehenden Verhältnisse für einen Planeten schematisch dargestellt. Im betrachteten Fall greift das Antriebsmoment am Steg an. Aus dem Moment  $M_{St}$  und dem Abstand zwischen Stegmittelpunkt und Planetenbolzen, der dem Achsabstand  $a$  entspricht, kann die Kraft ermittelt werden, die an der Planetenwelle auftritt. Diese Kraft wird über die Planetenlager auf den Planeten übertragen. Sie findet ihre Entsprechung in den am Teilkreis angreifenden Tangentialkräften. Zur Erfüllung des Momentengleichgewichts um die Planetenachse müssen die Tangentialkräfte beider Eingriffe gleich groß sein. Durch Eingriffs- und Schrägungswinkel entstehen zusätzlich Radial- und Axialkräfte an den Eingriffen. Da die Geometrie an beiden Eingriffen gleich ist, sind auch diese Kräfte jeweils gleich groß. Auf Grund des Versatzes um  $180^\circ$  weisen sie jedoch genau entgegengesetzte Richtungen auf und löschen sich damit gegenseitig aus. Somit lässt sich die Kraft auf ein Planetenlager, die aus dem Antriebsmoment resultiert, unter Berücksichtigung der Planetenanzahl  $N_{PI}$  und der Lagerzahl pro Planet  $N_{PIL}$  mittels Gleichung 3.3 berechnen.

In Abbildung 3.18 sind die Kräfteverhältnisse am Planeten schematisch in der Seitenansicht dargestellt. Es wird deutlich, dass aus den entgegengesetzt wirkenden Axialkräften ein Kippmoment um den Planetenmittelpunkt entsteht, welches zusätzliche, radiale Kräfte in den Planetenlagern zur Folge hat. Über den Hebelarm des Teilkreisradius entsteht aus den Axialkräften zunächst das Kippmoment. Da  $F_{a21} = F_{a23} = F_a$  ist, kann dieses auch mit einer Axialkraft über den Hebelarm des Teilkreisdurchmessers  $d_2$  ausgedrückt werden. Das Kippmoment stützt sich nun über den Hebelarm des halben Lagerabstandes  $L$  auf die Planetenlager ab. Auf Grund der symmetrischen Lageranordnung ist der Betrag beider Lagerkräfte gleich groß, sodass sich für eine Lagerkraft am Ende Gleichung 3.4 ergibt. Relativ zum Steg gesehen, wirkt die Kraft aus dem Antriebsmoment tangential, die Kraft aus den Axialkräften radial, zwischen beiden liegt also ein Winkel von  $90^\circ$ . Somit lässt sich die resultierende Lagerkraft mittels Gleichung 3.5 berechnen.

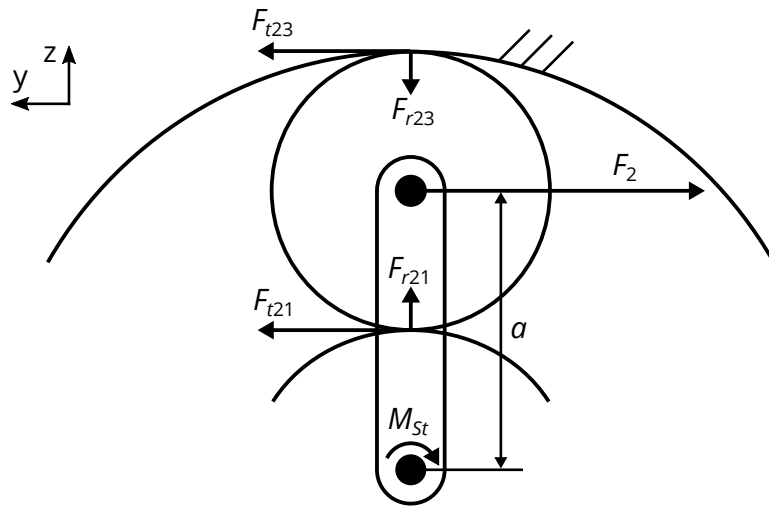


Abbildung 3.17: Aus dem Antriebsmoment resultierende Kräfte am Planeten

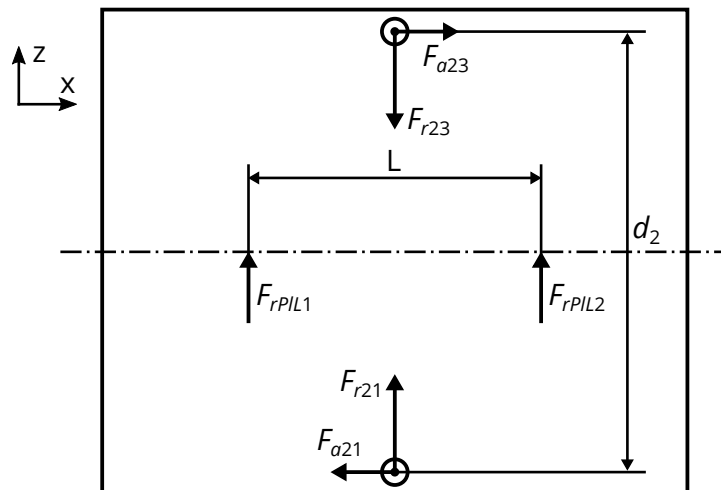


Abbildung 3.18: Verzahnungs- und Lagerkräfte am Planeten

$$F_t = \frac{M_{St}}{a \cdot N_{Pl} \cdot 2} \quad F_a = F_t \cdot \tan(\beta) \quad F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) \quad (3.2)$$

$$F_{tPIL} = \frac{M_{St}}{a \cdot N_{Pl} \cdot N_{PIL}} \quad (3.3)$$

$$F_{rPIL} = \frac{F_a \cdot d_2}{L} \quad (3.4)$$

$$F_{PIL} = \sqrt{F_{tPIL}^2 + F_{rPIL}^2} \quad (3.5)$$

Die Drehzahlen im Planetengetriebe können zum Beispiel mit dem Swamp-Schema ermittelt werden. Für den Planeten ergibt sich die Drehzahl  $n_2$  in Abhängigkeit der Stegdrehzahl  $n_{St}$  und der Zähnezahlen des Hohlrads  $z_3$  und Planeten  $z_2$  entsprechend Gleichung 3.6. Diese entspricht der Relativdrehzahl zwischen Planet und Steg und damit der gesuchten Lagerdrehzahl. Da zur Berechnung der Lebensdauer eine positive Drehzahl benötigt wird und die Richtungsinformation hier unerheblich ist, kann der Betrag verwendet werden, siehe Gleichung 3.7.

$$n_2 = -\frac{|z_3|}{z_2} \cdot n_{St} \quad (3.6)$$

$$n_{PIL} = \left| -\frac{|z_3|}{z_2} \cdot n_{St} \right| \quad (3.7)$$

Damit sind die nötigen Angaben zur Belastung des Lagers verfügbar. Um die Lebensdauer ermitteln zu können, ist noch eine Angabe zur dynamischen Tragzahl des Lagers erforderlich. Diese beträgt für die verwendeten Planetenlager (NNCF 5068 V) 4400 kN [40]. Mithilfe dieser Angaben kann nun die Lebensdauer mittels Gleichung 2.8 für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von zehn Prozent berechnet werden. Da die Lebensdauerwerte hauptsächlich dem Vergleich zwischen den Modellen und Betriebspunkten dienen, erfolgt keine Einbeziehung des Lebensdauer- und Systembeiwerts.

### 3.6 Definition der Betriebspunkte

Zur Untersuchung der Anlage müssen mehrere Betriebspunkte definiert werden, für die teilweise auch Kräfte und Momente zu ermitteln sind. Zudem ist eine Aussage zur Auftretenshäufigkeit der Betriebspunkte erforderlich, um Gesamtwerte für die Anlagenlebensdauer aus den Einzelwerten bilden zu können.

Der wichtigste Arbeitspunkt für die Anlage ist der Nennbetriebspunkt. Dieser wird mit allen Modellstufen simuliert und ausgewertet. In den Prüfstandsmodellen werden Drehzahl und Drehmoment an der Hauptwelle vorgegeben und müssen für den Betriebspunkt ermittelt

werden. Durch die Regelung sind Generatorenendrehzahl und -moment vorgegeben, aus ihnen können die gesuchten Größen unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung ermittelt werden. Durch das, gegenüber der im NREL-Modell angenommenen Übersetzung von 97, erhöhte Übersetzungsverhältnis von 97,83 ändern sich sowohl die Rotordrehzahl als auch das Drehmoment an der Hauptwelle. Gegenüber den in [29] gegebenen Werten sinkt die Drehzahl von  $12,1 \frac{1}{\text{min}}$  auf  $12 \frac{1}{\text{min}}$ . Das Rotormoment steigt hingegen von  $4,18 \cdot 10^6 \text{ N m}$  auf  $4,22 \cdot 10^6 \text{ N m}$ .

Für das Anlagenprüfstandsmodell werden neben dem Drehmoment auch die Biegemomente, sowie Querkräfte und die Schubkraft benötigt. Da diese nicht trivial aus den Regelungsgrößen ermittelt werden können, wird eine Simulation der Anlage durchgeführt. Um Ergebnisse zu erhalten, die von der Berechnung mit Simpack unabhängig sind, wird hierfür OpenFAST genutzt. Durch die Verwendung des NREL-Rotors in der Simpack-Anlage kann das OpenFAST Onshore-Beispielmodell mit wenigen Anpassungen zur Berechnung genutzt werden. Ein wichtiger Punkt ist dabei die Anpassung der Übersetzung, zudem findet die Berechnung ohne Berücksichtigung der Schwerkraft statt, da das Bauteilgewicht bereits im MKS-Modell berücksichtigt wird. Die zu ermittelnden Momente und Kräfte werden an einem Punkt ausgelesen, dessen Position mit der des Kraftangriffspunkts im Anlagenprüfstandsmodell übereinstimmt. Dadurch können die Größen direkt in das Simpack-Modell übertragen werden. Um repräsentative Werte für den betrachteten Betriebspunkt zu erhalten, werden die Berechnungen mit laminarem Wind konstanter Geschwindigkeit durchgeführt. Der Höhenexponent beträgt  $\alpha_H = 0,2$ . Die ausgewerteten Größen unterliegen, zum Beispiel durch den Einfluss des Turms, Schwankungen. Um dies zu berücksichtigen, wird entweder der Maximal- oder Minimalwert, je nachdem welcher von beiden betragsmäßig größer ist, zur weiteren Rechnung verwendet.

Ein weiterer beachtenswerter Punkt ist, dass OpenFAST zur Berechnung auf AeroDyn v15 zurückgreift, während für die spätere Rechnung in Simpack v13 zum Einsatz kommt. Damit stellt sich die Frage, ob beide Versionen vergleichbare Ergebnisse liefern. Da das Simpack-Modell ohne die Nutzung des LCT prinzipiell auch einen Einsatz der v15 erlaubt, findet der Vergleich anhand dieses Modells statt. Bei gleichen Bedingungen erfolgt ein Hochlauf der Windgeschwindigkeit über den gesamten Betriebsbereich innerhalb von 600 s. Dabei zeigt sich, dass die Unterschiede zwischen den beiden Versionen weniger als 5 % betragen. Insbesondere im Teillastbereich sind Rotormoment und -leistung bei Rechnung mit Aerodyn v13 etwas höher.

Bei den vergleichenden Untersuchungen zeigte sich zudem, dass die Nennleistung bei leicht unterschiedlichen Geschwindigkeiten erreicht wird. Um sicherzugehen, dass die Anlage im Nennbetriebspunkt mit Nennleistung arbeitet, wird die Windgeschwindigkeit für selbigen in den durchgeführten Untersuchungen auf  $12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  erhöht. Durch den Einsatz der Einstellwinkelverstellung bleibt das Torsionsmoment ab dem Nennbetriebspunkt konstant, zudem ist durch die geringe Erhöhung der Windgeschwindigkeit im Vergleich zur Nennwindgeschwindigkeit auch keine signifikante Änderung in den zusätzlichen Kräften zu er-

warten. Dieser Betriebspunkt bei  $v_W = 12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  wird, auf Grund vorangehender Betriebspunkte im Teillastbereich, auf welche in den folgenden Absätzen eingegangen wird, als BP4 bezeichnet. Durch Schwankungen erhöht sich das Torsionsmoment gegenüber dem oben ermittelten Wert nochmals leicht auf  $M_{XN} = 4,23 \cdot 10^6 \text{ N m}$ . Dieser Wert findet sowohl für den Getriebeprüfstand als auch für den Anlagenprüfstand Anwendung. Die ermittelten Kraft- und Momentwerte sind in Tabelle 3.3 zusammenfassend festgehalten.

Tabelle 3.3: Kräfte und Momente für die Prüfstände im Betriebspunkt BP4

Modell	$M_{XN}[\text{N m}]$	$M_{YN}[\text{N m}]$	$M_{ZN}[\text{N m}]$	$F_{XN}[\text{N}]$	$F_{YN}[\text{N}]$	$F_{ZN}[\text{N}]$
GBX TRG	$4,23 \cdot 10^6$	-	-	-	-	-
WT TRG	$4,23 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^6$	$8,63 \cdot 10^5$	$6,38 \cdot 10^5$	-10 680	-9684

Neben der vergleichenden Betrachtung der Modellstufen soll auch die zeitliche Detaillierung variiert werden. Zu diesem Zweck müssen weitere Betriebspunkte innerhalb des Betriebsbereichs definiert werden, die später mit dem Anlagenmodell zu untersuchen sind. Die Betriebspunkte sollten dabei möglichst den gesamten Betriebsbereich abdecken. Um den Berechnungsaufwand in vertretbarem Rahmen zu halten, werden neben dem Nennbetriebspunkt sechs weitere definiert. Die Bezeichnung der Punkte wird dabei im Folgenden auf BP1 bis BP7 festgelegt. Betriebspunkt BP1, BP2 und BP3 decken den Teillastbereich ab. Charakteristisch für diesen ist, dass sich das Antriebsmoment ändert. Da dieses für den Antriebsstrang von besonderer Relevanz ist, werden die Betriebspunkte hier abhängig vom Drehmoment definiert. Da im Nennbetriebspunkt etwa  $4 \cdot 10^6 \text{ N m}$  an der Hauptwelle anliegen, werden für die drei Betriebspunkte Momente von  $1 \cdot 10^6 \text{ N m}$ ,  $2 \cdot 10^6 \text{ N m}$  und  $3 \cdot 10^6 \text{ N m}$  festgelegt, um etwa gleiche Abstände bezüglich der Momente zu erhalten. Für die Berechnung des Anlagenmodells ist statt der Angabe des Drehmoments jedoch eine Angabe der Windgeschwindigkeit erforderlich. Um die zugehörigen Windgeschwindigkeiten zu berechnen, wurde mit Hilfe des Simpack-Modells der Anlage der gesamte Teillastbereich in einem Zeitraum von 1200 s bei laminarem Wind durchfahren und das Rotormoment in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit ermittelt. Die so bestimmten Windgeschwindigkeiten sind in Tabelle 3.4 festgehalten und werden für die Simulation als charakteristische Windgeschwindigkeit verwendet.

Im Volllastbereich liegen die Betriebspunkte BP5 bis BP7. Durch den Einsatz der Einstellwinkelverstellung bleibt das Torsionsmoment in diesem Bereich konstant, das heißt Änderungen für das Getriebe resultieren im Wesentlichen aus den geänderten aerodynamischen Kräfteverhältnissen oder höheren Schwankungen in Momenten und Kräften. Aufgrund des konstanten Drehmoments wird die Windgeschwindigkeit für diese Betriebspunkte direkt festgelegt. Ziel ist eine möglichst gleichmäßige Unterteilung des Volllastbereichs. Dabei wurden für die Windgeschwindigkeiten ganze Zahlen gewählt, wodurch die Windgeschwindigkeitsdifferenz  $4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  beziehungsweise  $5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  beträgt.



Tabelle 3.4: Definition der Betriebspunkte

Betriebspunkt	Windgeschwindigkeit [ $\frac{m}{s}$ ]	Zeitanteil [%]
BP1	6,1	23,1
BP2	8,1	17,7
BP3	10	15,2
BP4	12	12,9
BP5	16	16,4
BP6	20	6
BP7	25	1,7

Um aus den Werten der einzelnen Betriebspunkte Informationen über die Gesamtlebensdauer der Anlage ableiten zu können, wird eine Information benötigt, wie oft welcher Betriebspunkt während der Lebensdauer auftritt. Hierfür bietet sich die Nutzung gemessener Verteilungen an. Im konkreten Fall werden Daten der Forschungsplattform FINO 1 verwendet, die durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) und den Projektträger Jülich (PTJ) bereitgestellt werden. Diese Plattform befindet sich in der Nordsee, nahe des Windparks alpha ventus. Auch wenn in dieser Arbeit die Onshore-Variante der Windenergieanlage betrachtet wird, bietet sich die Verwendung der Offshore-Winddaten an. Zum einen kann die Anlage ebenfalls als Offshore-Version eingesetzt werden, zum anderen sind Offshore höhere Windgeschwindigkeiten und damit eine kritischere Auslegung der Anlage zu erwarten. Zur Bewertung der Windgeschwindigkeitshäufigkeitsverteilung werden die Messdaten in 90 m Höhe über einen Zeitraum von zehn Jahren (2009-2018) ausgewertet. Dabei ergibt sich die in Abbildung 3.19 dargestellte Verteilung, die mittlere Windgeschwindigkeit beträgt  $8,98 \frac{m}{s}$ . Eine Zuordnung zu den Betriebspunkten erfolgt, indem die Häufigkeiten zum nächsthöheren Betriebspunkt aufsummiert werden. Die Bereiche mit einer Windgeschwindigkeit unter  $3 \frac{m}{s}$  oder über  $25 \frac{m}{s}$  entfallen in der Betrachtung, da die Anlage hier außer Betrieb ist. Für den Betriebspunkt BP1 werden dann beispielsweise die Häufigkeiten aller Windgeschwindigkeiten zwischen  $3 \frac{m}{s}$  und  $6,1 \frac{m}{s}$  aufsummiert. Die Zusammenfassung zum höheren Betriebspunkt erfolgt dabei, da für diesen jeweils von höheren Lasten auszugehen ist, somit erfolgt eine Auslegung zur sicheren Seite. Fasst man alle Häufigkeiten im Betriebsbereich zusammen, ergibt sich, dass die Anlage etwa 93 % ihrer Lebensdauer in Betrieb sein kann, pro Jahr liegen etwa 3250 Volllaststunden vor. Damit einher geht allerdings auch, dass die Anlage etwa zwei Drittel ihrer Lebensdauer im Teillastbereich verbringt. Die Häufigkeiten der einzelnen Betriebspunkte sind ebenfalls in Tabelle 3.4 festgehalten, mit ihnen erfolgt dann die Verrechnung der einzelnen Betriebspunktwerte. Die gestiegene Auftretenswahrscheinlichkeit des Betriebspunkts BP5, trotz abfallender Häufigkeitsverteilung (Abbildung 3.19), ist dabei der Erhöhung der Windgeschwindigkeitsdifferenz ab diesem Betriebspunkt geschuldet.

Die Erzeugung der Windfelder für die einzelnen Betriebspunkte erfolgt unter Zuhilfenahme des LCT. Dabei wird die Anlage in die Klasse 2A eingeordnet, um mit der hohen Tur-

bulenzklasse eine möglichst kritische Bewertung zu erreichen. Eine Einbeziehung etwaiger Schräganströmung der Anlage erfolgt nicht, es können sich somit höchstens Querwindkomponenten aus der Turbulenz entwickeln. Für jeden Betriebspunkt wird ein anderer, zufälliger Wert zur Initialisierung des PRNG verwendet. Neben den hier beschriebenen Normalbetriebspunkten erfolgt keine weitere Betrachtung von besonderen Betriebszuständen oder Abweichungen in der Betriebsführung.

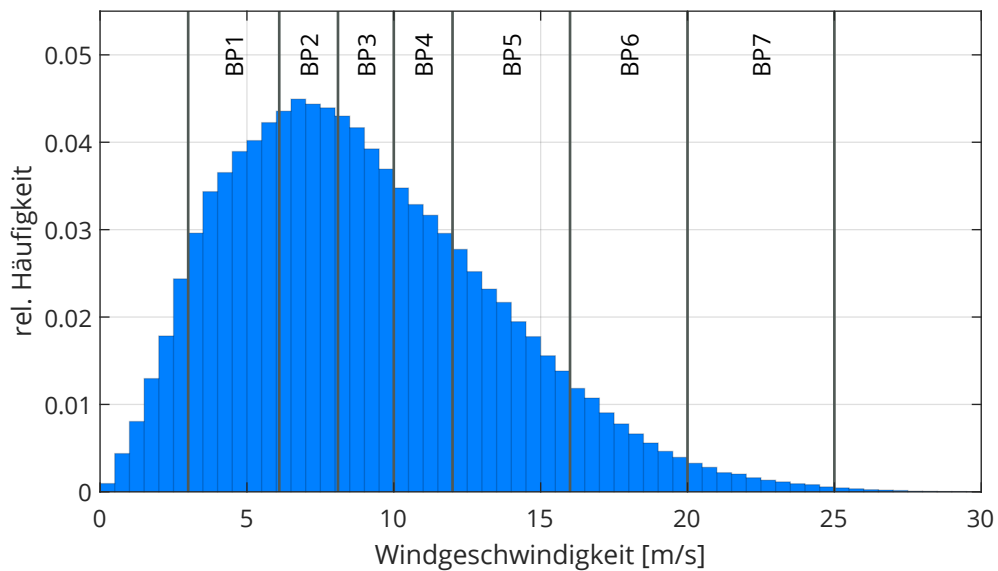


Abbildung 3.19: Windgeschwindigkeitsverteilung der Forschungsplattform FINO 1 in 90 m Höhe (Daten: BMWi, PTJ) und Zuordnung zu den Betriebspunkten

## 4 Auswertung

In folgendem Kapitel soll die Darstellung und Bewertung der Simulationsergebnisse erfolgen. Ausgehend von der untersten Modellstufe erfolgt dabei in Abschnitt 4.1 zunächst eine Darstellung der wesentlichen Effekte bei Erhöhung des Modellumfangs entsprechend der in Kapitel 3 vorgestellten Modelle. Mit dem höchsten Modellumfang, dem Anlagenmodell, werden zudem mehrere Betriebspunkte untersucht, die Ergebnisse dieser Betrachtung finden sich in Abschnitt 4.2.

### 4.1 Erhöhung des Modellumfangs

#### 4.1.1 Breitenfaktor

Wie bereits in Unterabschnitt 3.4.1 deutlich wird, ergeben sich für die Breitenlastverteilungen Änderungen durch die Erhöhung des Modellumfangs. Diese machen angepasste Breitenmodifikationen zur Erzeugung eines sinnvollen Tragbilds erforderlich. Besonders deutlich zeigen sich die Unterschiede zwischen den Modellen am Eingriff Sonne-Planet. Um die auftretenden Differenzen zu identifizieren, ist zunächst die Auswertung beider Modelle mit gleichen Breitenmodifikationen sinnvoll. Die sich ergebenden Breitenverteilungen der Umfangskräfte über eine Stegumdrehung sind in Abbildung 4.1 festgehalten. Dabei wurden für das Anlagenprüfstandsmodell die für den Getriebeprüfstand ausgelegten Breitenmodifikationen verwendet. Als signifikantester Unterschied zeigt sich, dass die Schwankung der Verteilung während des Umlaufs deutlich zugenommen hat. Im Getriebeprüfstandsmodell ist die Breitenlastverteilung über den ganzen Umlauf nahezu gleich, lediglich zwischen etwa  $90^\circ$  und  $180^\circ$  ist eine leichte Verlagerung der Last in Richtung Generatorseite zu erkennen. Im Anlagenprüfstandsmodell ist diese Verlagerung ebenfalls erkennbar. Sie ist jedoch deutlich stärker ausgeprägt und findet ihr Maximum zudem etwas später, das heißt erst hinter  $180^\circ$ . Zudem tritt eine ebenfalls deutlich sichtbare Verlagerung der Last in

Richtung Rotorseite um die 0°-Position auf. Im Eingriff Hohlrads-Planet (Abbildungen siehe Abschnitt A.2) ist die Änderung im Vergleich relativ gering. Dies deutet darauf hin, dass sich die Einflüsse, welche die Breitenlastverteilung über den Umlauf positionsabhängig verändern, insbesondere für den Eingriff Sonne-Planet deutlich geändert haben. Weiterhin fällt auf, dass das Maximum der generatorseitigen Verlagerung im Eingriff Sonne-Planet stärker ausgeprägt ist als das rotorseitige. Damit scheinen sich auch die Anteile, welche die Breitenlastverteilung über den Umlauf konstant beeinflussen, etwas geändert zu haben. Im Eingriff Hohlrads-Planet ist dies wiederum weniger stark zu erkennen.

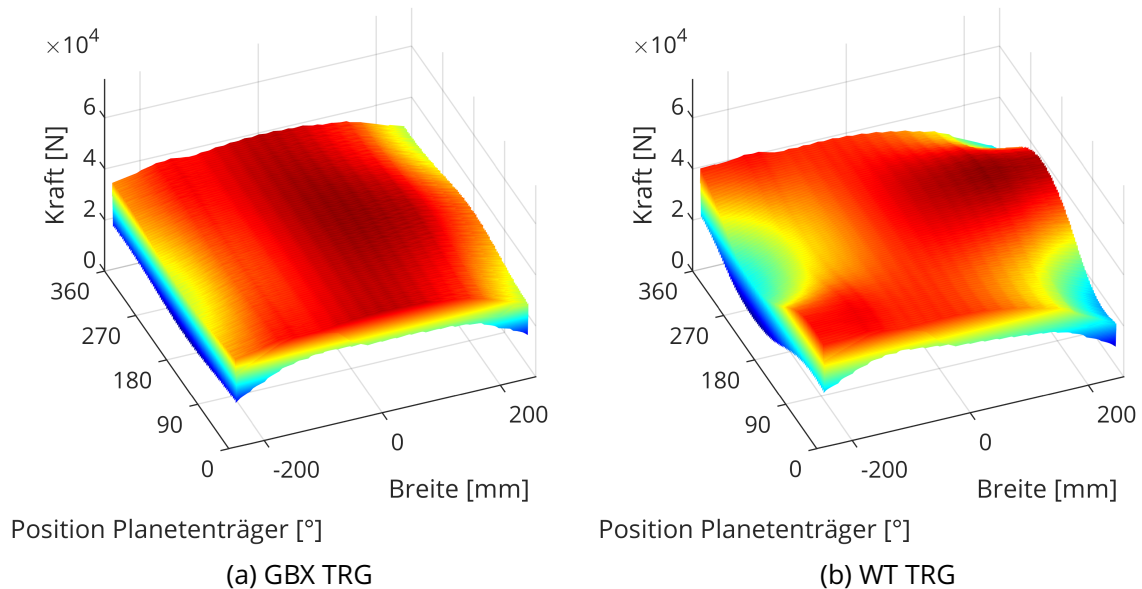


Abbildung 4.1: Breitenlastverteilung im Eingriff Sonne-Planet 1 für die Modelle GBX TRG und WT TRG mit gleichen Breitenmodifikationen

Zur Erklärung der Änderungen zwischen den Modellen bietet sich an, die Verlagerung der Wellen zu betrachten. Diese ist in Abbildung 4.2 über eine Stegumdrehung gemittelt dargestellt, Referenz für die Verlagerung ist das Getriebegehäuse. Die Lage des Planetenträgers ist als blaue Linie festgehalten, die Punkte sind in aufsteigender  $x$ -Richtung das Planetenträgerlager eins, der Bezugspunkt des Planetenträgers (Mitte der Verzahnung) und Planetenträgerlager zwei. Als graue Linie wird die Verlagerung der Sonnenwelle und des Planetenträgers der zweiten Stufe repräsentiert. Hier sind die Punkte in aufsteigender  $x$ -Richtung der Sonnenbezugspunkt und die Planetenträgerlager eins und zwei des Planetenträgers der zweiten Stufe. Zunächst fällt auf, dass der Planetenträger der ersten Stufe in beiden Modellen eine ähnliche Lage hat. Der wesentliche Unterschied liegt in der  $x$ - $y$ -Ebene, hier weist der Träger im Anlagenprüfstandsmodell eine zusätzliche Verlagerung auf, während die Werte im Getriebeprüfstandsmodell nahezu null betragen. Diese Verlagerung kann auf das zusätzliche Biegemoment um die  $z$ -Achse im Anlagenprüfstandsmodell zurückgeführt werden. In der  $x$ - $z$ -Ebene ist die Position des Trägers bei beiden Modellen sehr ähnlich. Während Lager eins bei negativen  $z$ -Werten liegt, sind diese für Lager zwei jeweils positiv.

Der Haupteinfluss für diese Position ist die Lagerung des Getriebes. Dieses stützt sich insgesamt über die zwei Drehmomentstützen ab, die in  $x$ -Richtung etwa auf Höhe des ersten Planetenträgerlagers liegen. Da sich der Schwerpunkt des Getriebes jedoch bei einem höheren  $x$ -Wert befindet, führt dieses eine Kippbewegung um die  $y$ -Achse aus. Diese stützt sich in den Momentenstützen ab, beeinflusst jedoch auch die erste Stufe. Dabei stellt diese eine Art „Knickpunkt“ dar. Während der Planetenträger im Gehäuse gelagert ist, weist er auch eine feste Verbindung zur Hauptwelle auf, die ihrerseits zusätzlich im Hauptlager gelagert ist. Damit kann die Stufe, auch aufgrund des hohen Gewichts der Hauptwelle und eventueller Anschlussteile, der Verkipfung des Getriebegehäuses nicht frei folgen. Somit stützt sich ein Teil des Verkipfungsmoments aus dem Getriebe auch über die Planetenträgerlager der ersten Stufe ab. Durch dieses Verhalten kommt es zur charakteristischen Lage des Planetenträgers relativ zum Getriebegehäuse. Infolge dessen ist die Lage des Planetenträgers bei beiden Modellstufen sehr ähnlich, der Verkipfungswinkel weist einen relativ kleinen Unterschied in Richtung und Betrag auf. Aus diesem Grund unterscheiden sich die Lastverteilungen des Eingriffs Hohlrad-Planet, für den die Verkipfung des Planetenträgers maßgeblich ist, auch nur in geringem Maße.

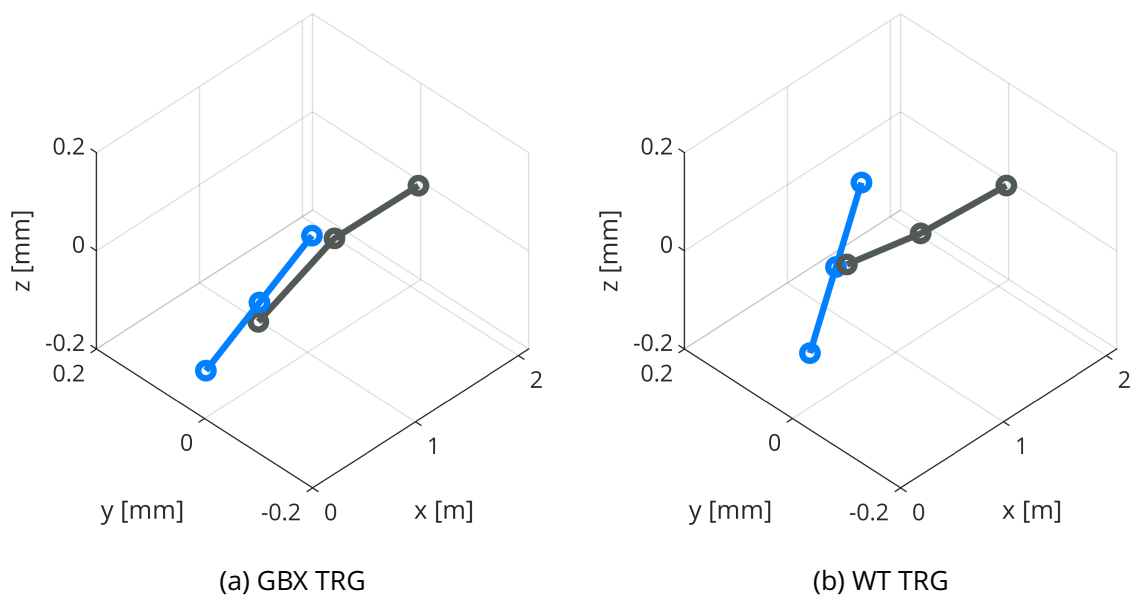


Abbildung 4.2: Mittlere Wellenverlagerung der ersten Stufe relativ zum Getriebegehäuse

Im Gegensatz zum Planetenträger ändert sich die Verkipfung der Sonne zwischen den Modellen stärker. Ebenso wie der Referenzpunkt des Planetenträgers liegt derjenige der Sonne im Getriebeprüfstandsmodell bei negativem und im Anlagenprüfstandsmodell bei positivem  $z$ . Die Position der Sonne ergibt sich maßgeblich durch die Einstellbeweglichkeit und die daraus resultierende Bewegung zum Ausgleich der auftretenden Verzahnungskräfte. Durch die geänderten Kräfteverhältnisse zwischen den Modellen ändert sich auch die Sonnenposition. Somit ergibt sich, wie in Abbildung 4.2 zu sehen, für das Anlagenprüfstandsmodell ein deutlich größerer Differenzwinkel zwischen Sonnenwelle und Pla-

netenträger als für das Getriebeprüfstandsmodell. Diese Änderung des Differenzwinkels begründet auch die stärkere Veränderung des Breitentrages über den Umlauf.

Neben der Betrachtung der Wellenverlagerung relativ zum Getriebe ist auch eine Auswertung mit Bezug zum Maschinenträger interessant. Diese ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Dabei fließt jetzt zusätzlich die Hauptwelle in die Betrachtung ein, der erste Punkt auf der blauen Linie bei  $x = 0$  beschreibt die Verlagerung der Hauptlager. Betrachtet man zunächst Abbildung 4.3a, zeigt sich die Verkipfung und Verlagerung des Getriebes infolge der Gewichtskraft. Zusätzlich lässt sich der Abstützungseffekt über die Planetenträgerlager beobachten. Betrachtet man alle Körper, deren Gewicht über Hauptlager und beide Planetenträgerlager abgestützt wird (Hauptwelle, Planetenträger, Planeten, Sonne), so liegt deren Schwerpunkt etwa mittig zwischen Hauptlager und Planetenträgerlager eins. Damit sollte das Hauptlager einen nicht zu vernachlässigenden Anteil der Gewichtslasten tragen. Die Verlagerung des Hauptlagers stellt sich jedoch als vergleichsweise klein dar, womit aufgrund der Lagermodellierung als einfache Steifigkeiten auch eine geringe Lagerlast einhergeht. Im konkreten Fall des Getriebeprüfstands bei Nennbetriebspunkt beträgt die Lagerkraft in z-Richtung im Hauptlager etwa  $-66,7 \text{ kN}$ , im Planetenträgerlager eins etwa  $-504 \text{ kN}$  und im Planetenträgerlager zwei etwa  $184 \text{ kN}$ . Grund für diese Kraftverteilung ist die Abstützung der Getriebeverkipfung über die Trägerlager, wodurch zusätzlich ein Moment entsteht, welches das Hauptwellenlager entlastet.

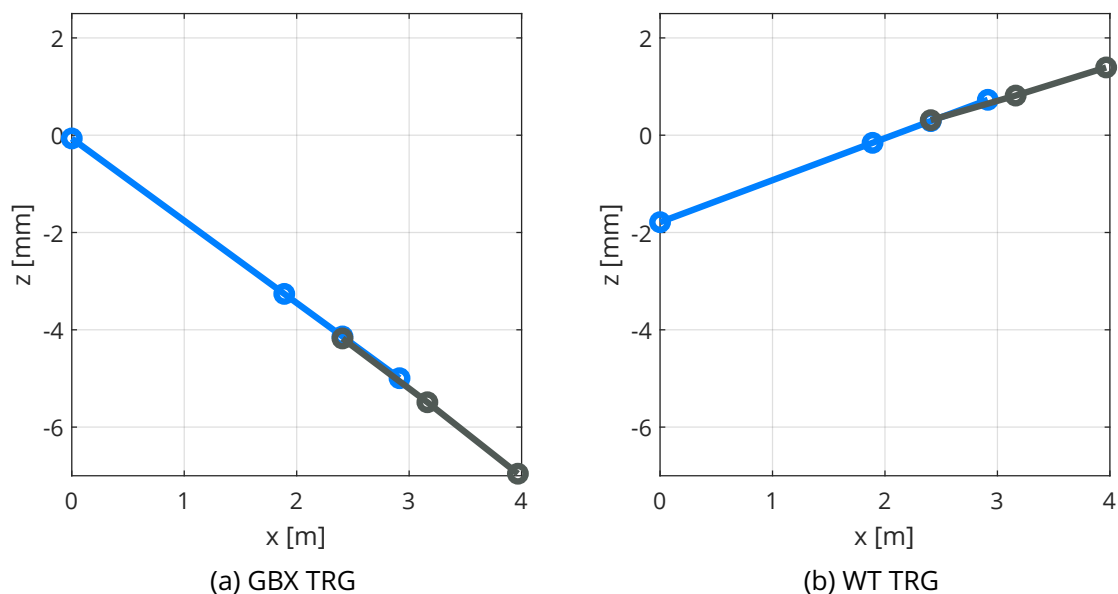


Abbildung 4.3: Mittlere Wellenverlagerung der ersten Stufe in z-Richtung relativ zum Maschinenträger

Für das Anlagenprüfstandsmodell (Abbildung 4.3b) zeigt sich ein völlig anderes Verlagerungsbild. Der Verkipfungswinkel von Hauptwelle und Getriebe gegenüber des Maschinenträgers hat sich deutlich geändert, zudem weist das Hauptlager eine deutliche Verlagerung auf. Ursächlich hierfür sind vor allem die Änderungen der Modellstruktur, sowie

der eingeleiteten Kräfte und Momente. Die zusätzlichen Bauteile Nabe und Rotorblätter weisen zusammen ein Gewicht von etwa 110 t auf, die resultierenden Gewichtskräfte müssen von den Lagern aufgenommen werden. Durch die Schwerpunktlage der Bauteile vor dem Hauptlager übernimmt dieses einen Großteil der Kräfte. Dabei ist jedoch die einfache Modellierung der Lager in den verwendeten Modellen zu beachten, tatsächlich würde das Hauptlager Verformungen im Bereich von etwa 2 mm wohl nicht zulassen. Allerdings ist auch bei besserer Abbildung des Lagerverhaltens davon auszugehen, dass das Hauptlager den Großteil der Rotorlasten aufnimmt. Die Schwerpunktlage von Rotor und Nabe resultiert zudem in einem Moment um die y-Achse, welches zur dargestellten Änderung des Verkippungswinkels führt. Infolge der Windzunahme mit der Höhe wird dem Rotor ein entgegengesetzt wirkendes Biegemoment um die y-Achse aufgeprägt, welches hier ebenfalls eingeleitet wird. Ohne dieses Biegemoment wäre die Verkippung noch etwas größer.

Abgesehen von den deutlichen Änderungen der Lastverteilungsschwankung über den Umlauf im Eingriff Sonne-Planet sind die Unterschiede in der Lastverteilung beim Modellübergang von Getriebe- zu Anlagenprüfstand vergleichsweise gering. Damit ergeben sich auch nur wenig Änderungen an den Modifikationen, die in Unterabschnitt 3.4.1 dargestellt sind. Das so erzielte Tragbild ist in Abbildung 4.4a abgebildet.

Beim Übergang von Anlagenprüfstandsmodell auf das Anlagenmodell bleibt die Anlagenstruktur im Wesentlichen unverändert, es ändert sich hauptsächlich die Lasteinleitung und Regelung. Im Anlagenprüfstandsmodell werden die wirkenden Lasten in Form extern ermittelter Kräfte und Momente in allen Raumrichtungen bereits abgebildet. Während Last und Drehzahl in den Prüfstandsmodellen konstant sind, resultieren aus den turbulenten Windfeldern, die im Anlagenmodell Anwendung finden, variable Lasten und Drehzahlen. Wie in Abschnitt 3.6 beschrieben, erfolgt die Einteilung in Betriebspunkte dabei nach der charakteristischen Windgeschwindigkeit, auf deren Basis die Windfelder erzeugt werden. Zur Beurteilung der vorliegenden Windverhältnisse bietet Simpack als Ausgabegröße die Windgeschwindigkeit an der Nabe. Da keine Schräganströmung vorliegt, kann zur Beurteilung der Windverhältnisse die x-Komponente der Windgeschwindigkeit herangezogen werden. Dabei zeigt sich, dass die Geschwindigkeit teilweise große Schwankungen aufweist, so sinkt sie beispielsweise im Betriebspunkt BP4 ( $v_W = 12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ) kurzzeitig bis auf  $3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ . Aus diesem Grund wird zur Auswertung darauf geachtet, dass ein Zeitpunkt gewählt wird, an dem die Windgeschwindigkeit an der Nabe der charakteristischen Geschwindigkeit entspricht. Somit wird eine für diesen Betriebspunkt passende Belastungssituation abgebildet. Die so erzielte Umfangskraftverteilung über einen Umlauf ist in Abbildung 4.4b dargestellt. Im direkten Vergleich mit der Verteilung im Anlagenprüfstandsmodell zeigt sich, dass der Verteilungsverlauf im Wesentlichen erhalten bleibt. Die Position der rotorseitigen und generatorseitigen Verlagerung, sowie die Gesamtlage des Tragbilds über den Umlauf sind vergleichbar. Ursache hierfür ist, dass sich die Struktur des Modells und die grundlegende Lastsituation nicht geändert haben. Die im Gegensatz dazu geänderte Abbildung der Lasten zeigt sich hingegen deutlich. Aus der Variabilität des Windfelds resultieren größere Schwankungen der Umfangskräfte, die auch im Tragbild sichtbar sind. Zudem ergeben

sich aus dem Windfeld schwankende Lasten, die zu einer geänderten Verteilung der Last führen können. Beispielsweise ist in Abbildung 4.4b zwischen  $180^\circ$  und  $270^\circ$  eine stärkere Verschiebung der Last in Richtung Generatorseite zu erkennen. Eine Betrachtung weiterer Umläufe bei diesem Betriebspunkt zeigt, dass es sich dabei um einen aus dem Windfeld resultierenden, dynamischen Effekt handelt und nicht um eine generelle Änderung des Verteilungsverhaltens gegenüber dem Anlagenprüfstandsmodell. Aus diesem Grund können auch die Breitenmodifikationen des Anlagenprüfstandsmodells beibehalten werden.

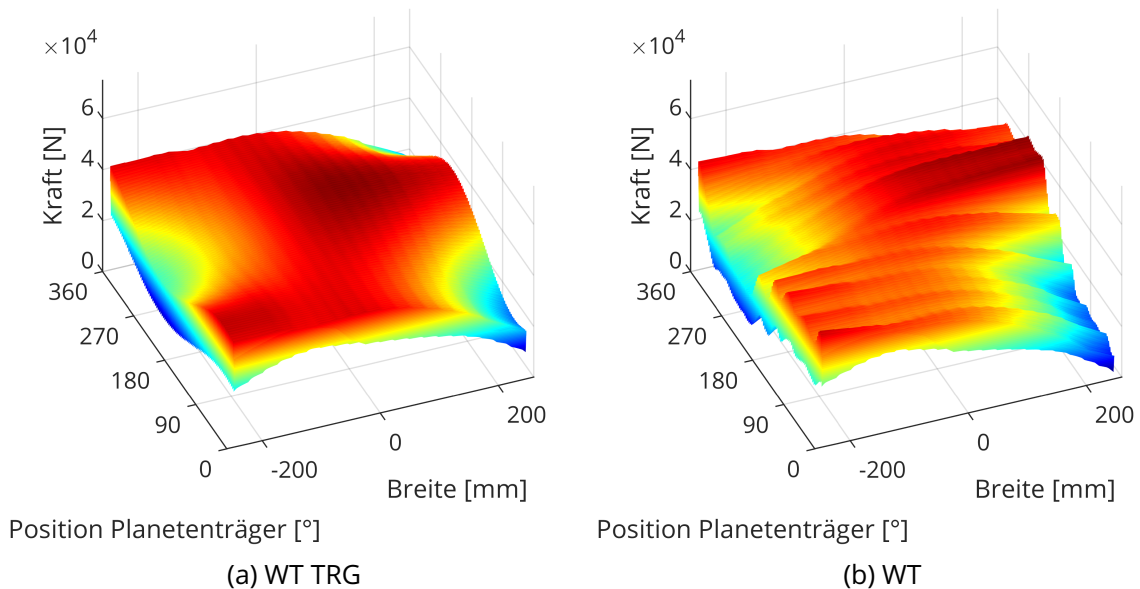


Abbildung 4.4: Breitenlastverteilung im Eingriff Sonne-Planet 1 über eine Stegumdrehung für die Modelle WT TRG und WT

Zur weiteren Beurteilung der Lastverteilung ist die Ermittlung des Breitenfaktors  $K_{H\beta}$  sinnvoll. Dazu kommt das SPLVP-Tool zum Einsatz. Zur Verzahnungsauslegung ist der schlechteste Breitenfaktor für den gegebenen Lastfall zu verwenden. Durch die Verwendung konstanter Lasten in den Prüfstandsmodellen und die Beschränkung der Auswertung auf einen Bereich nahe der charakteristischen Windgeschwindigkeit im Anlagenmodell kann angenommen werden, dass die ermittelten Verteilungen der Umfangskräfte über eine Stegumdrehung repräsentativ für den betrachteten Betriebspunkt sind. Zudem zeigen SPLVP und die Auswertung über einen Umlauf, wie in Unterabschnitt 3.4.1 dargestellt, qualitativ gleiche Ergebnisse. Zur Suche der schlechtesten Verteilung wird deshalb zunächst die Auswertung über eine Stegumdrehung herangezogen. Dabei wird ein Ersatzbreitenfaktor aus der Verteilung zu jedem Zeitpunkt gebildet, aus dessen Verlauf sich die Position der schlechtesten Verteilung ermitteln lässt. An der gefundenen Position erfolgt dann die Betrachtung eines Eingriffs mit dem SPLVP zur Berechnung des Breitenfaktors.

Die so ermittelten Faktoren sind in Tabelle 4.1 festgehalten. Für den Eingriff Sonne-Planet zeigt sich eine Verschlechterung des Werts beim Übergang von Getriebeprüfstandsmodell zu Anlagenprüfstandsmodell, der auf die deutlich stärkere Schwankung der Verteilung



infolge der stärkeren Verkippung von Sonne und Steg zueinander erklärt werden kann. Im Eingriff Hohlrad-Planet zeigt sich dagegen zunächst eine Verbesserung, hier liegt bereits im Getriebeprüfstandsmodell eine stärkere Schwankung der Verteilung und damit ein höherer Breitenfaktor vor. Die Abbildungen für den Eingriff Hohlrad-Planet befinden sich im Anhang (Abschnitt A.2). Bei Steigerung des Modellumfangs erfährt das Tragbild dieses Eingriffs eine vergleichsweise geringe Änderung, in Kombination mit den angepassten Modifikationen kommt es zu einer geringfügigen Verbesserung des Breitenfaktors. Durch den Übergang zum Anlagenmodell ergibt sich für den Eingriff Sonne-Planet eine erneute Verschlechterung des  $K_{H\beta}$ -Werts. Im Gegensatz dazu verbessert sich der Breitenfaktor im Eingriff Hohlrad-Planet deutlich. Wie in den Abbildungen für die Betriebspunkte oberhalb von BP4, auf die in Abschnitt 4.2 eingegangen wird, deutlich wird, ändert sich die Grundstruktur der Lastverteilung während des Umlaufs jedoch auch für diesen Eingriff nicht wesentlich. Die Ursache für diese Änderungen kann damit auf den Einsatz turbulenter Windfelder und der sich daraus ergebenden, variablen Lastsituation begründet werden. Durch eine unterschiedliche Verteilung der Windgeschwindigkeit über die Rotorfläche oder andere Querwindkomponenten können sich die Biegemomente und Querkräfte auch bei gleicher charakteristischer Windgeschwindigkeit unterscheiden. Für die Verzahnung Sonne-Planet ergibt sich daraus im konkret betrachteten Stegumlauf eine Verschlechterung des Tragbilds, die Last verschiebt sich teilweise deutlich stärker in Richtung Flankenende. Im Eingriff Hohlrad-Planet resultiert durch die Lasten hingegen eine deutlich bessere Verteilung. Im betrachteten Umlauf scheint eine Lastsituation vorzuliegen, welche sich positiv auf die Breitenlastverteilung im Eingriff Hohlrad-Planet auswirkt. Bei Betrachtung der Lastverteilungsabbildungen über einen Umlauf zeigt sich bei beiden Eingriffen keine besonders große Störung durch dynamische Effekte. Der schlechtere Breitenfaktor im Eingriff Sonne-Planet bei gleichzeitiger Verbesserung des Faktors für die Verzahnung Hohlrad-Planet kann auf die zusätzliche Abhängigkeit dieses Eingriffs von der Sonnenverlagerung und -verkippung zurückgeführt werden. Betrachtet man weitere Umläufe, ergibt sich auch für den Eingriff Hohlrad-Planet ein schlechterer Breitenfaktor als im Anlagenprüfstandsmodell. Da der ermittelte Wert für den ersten Umlauf jedoch nicht grundlegend falsch ist und nur die bessere Lastsituation für diesen widerspiegelt, wird er dennoch verwendet. Damit wird die Einheitlichkeit der Auswertung gewahrt.

Tabelle 4.1: Breitenfaktoren der einzelnen Modellstufen

Eingriff		GBX TRG	WT TRG	WT
Sonne-Planet	$K_{H\beta,SUN-PLT}$ [-]	1,1316	1,1876	1,2747
Hohlrad-Planet	$K_{H\beta,RNG-PLT}$ [-]	1,1464	1,1407	1,0574

### 4.1.2 Aufteilungsfaktor

Die Auswertung des Aufteilungsfaktors erfolgt in dieser Arbeit nicht exakt entsprechend Gleichung 2.5. Hauptziel ist hier die Ermittlung der Leistungsaufteilung auf die einzelnen Planeten während des Betriebs. Zu diesem Zweck erfolgt die Definition eines Betriebsaufteilungsfaktors  $K_Y^*$ . Die Berechnung erfolgt dabei mit den Umfangskräften der einzelnen Zahneingriffe, die sich aus dem Leistung definierenden Drehmoment ergeben (siehe Abbildung 3.17). Die Zusammenfassung zu Leistungspfaden erfolgt entsprechend Gleichung 4.1 durch Summierung der Umfangskräfte beider Eingriffe. Aus Maximal- und Mittelwert der vier resultierenden Umfangskraftsummen kann der Betriebsaufteilungsfaktor mit Gleichung 4.2 berechnet werden.

$$F_{tPl} = F_{t21} + F_{t23} \quad (4.1)$$

$$K_Y^* = \frac{F_{tPl,max}}{F_{tPl,mittel}} \quad F_{tPl,mittel} = \frac{\sum_{i=1}^N F_{tPl,i}}{N} \quad (4.2)$$

Um das Verhalten während des Anlagenbetriebs abbilden zu können, wird dabei die Begrenzung auf eine Drehzahl von Null fallen gelassen. Durch die geringen Drehzahlen in der ersten Stufe sind relevante dynamische Effekte nicht zu erwarten. Die beschriebene Berechnung findet zu jedem ausgegebenen Zeitpunkt der MKS-Rechnung statt, sodass ein Zeitverlauf des Betriebsaufteilungsfaktors entsteht. Zur Gewährleistung einer besseren Anschaulichkeit erfolgt die Darstellung des Faktors in Form eines Histogramms. Dabei wird die relative Häufigkeit bestimmter Wertebereiche des Faktors dargestellt. Zur Unterteilung wird eine Klassenbreite des Aufteilungsfaktors von 0,01 gewählt.

Als charakteristischer Betriebsaufteilungsfaktor wird der sich ergebende Maximalwert festgehalten. Für das Anlagenmodell entsteht dadurch ein ähnliches Problem wie für den Breitenfaktor. Wie im Folgenden diskutiert wird, hängt der Aufteilungsfaktor im Wesentlichen von den Biegemomenten an der Hauptwelle und damit der Belastungssituation ab. Diese ergibt sich aus dem Windfeld, dessen charakteristische Geschwindigkeit schwankt. Aus diesem Grund erfolgt eine Beschränkung der Auswertung auf eine Stegumdrehung bei Windgeschwindigkeit nahe der charakteristischen Geschwindigkeit des Betriebspunkts. Diese Auswertung über eine Rotation des Stegs wird ebenso auf Getriebe- und Anlagenprüfstandsmodell angewendet. Infolge der konstanten Belastung wiederholt sich der Aufteilungsverlauf in diesen Modellen mit der Stegumdrehung. Durch die Begrenzung auf einen Umlauf erfolgt damit eine bessere Repräsentation der Verteilung, da keine anteilig ausgeführten Umdrehungen berücksichtigt werden. Die Auswertung erfolgt jeweils für den gleichen Umlauf wie die Auswertung der Breitenlastverteilung.

Die Verteilungen des  $K_Y^*$ -Werts für das Getriebeprüfstandsmodell und das Anlagenprüfstandsmodell sind in Abbildung 4.5 dargestellt, die entsprechenden Maximalwerte finden

sich in Tabelle 4.2. Für das Getriebeprüfstandsmodell liegt der Aufteilungsfaktor über 80 % der Zeit unter 1,02. Den größten Anteil an der Verteilung hat dabei der Bereich zwischen 1,01 und 1,02, der höchste Wert beträgt 1,0265. Damit zeigt sich für dieses Modell eine sehr gute Lastaufteilung auf die unterschiedlichen Leistungspfade. Im Anlagenprüfstandsmodell liegt der Großteil der Werte zwischen 1,02 und 1,05. Damit liegen die meisten Werte oberhalb der Grenze, unter welcher der Großteil im Getriebeprüfstandsmodell liegt. Die Verteilung auf die drei Klassen zwischen 1,02 und 1,05 ist dabei nahezu gleich, oberhalb von 1,05 treten relativ selten Werte auf, unterhalb 1,02 nahezu keine. Damit zeigt sich gegenüber dem Getriebeprüfstandsmodell bereits eine Verschlechterung des Betriebsaufteilungsfaktors. Zieht man die Normen zum Vergleich heran, müsste für die Stufe mit vier Planeten ein Aufteilungsfaktor von 1,2 (DNVGL [6]) beziehungsweise 1,25 (IEC [5]) angesetzt werden (vgl. Tabelle 2.2). Die ermittelten Faktoren liegen bei beiden Modellen deutlich darunter.

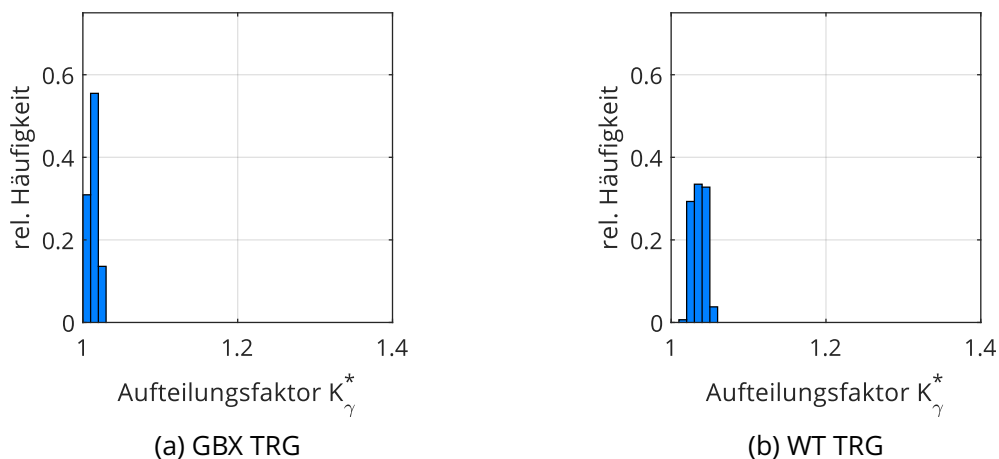


Abbildung 4.5: Verteilung der Betriebsaufteilungsfaktoren für die Modelle GBX TRG und WT TRG

In einem realen Getriebe ergibt sich die Lastaufteilung hauptsächlich aus Abweichungen und Toleranzen. Wie in Unterabschnitt 2.2.2 beschrieben, können vor allem Positionsabweichungen der Planeten, Verzahnungsabweichungen und Unterschiede in Lagerluft und -steifigkeit eine Verschlechterung der Lastaufteilung hervorrufen. Im untersuchten Modell sind jedoch keinerlei Abweichungen und Fehler modelliert, zudem sind die Lager über Steifigkeitskennwerte ohne Spiel abgebildet. Damit wird klar warum die Lastaufteilungsfaktoren der untersuchten Modelle im Vergleich zu den Erfahrungswerten aus der Norm sehr klein sind. Zu klären ist allerdings, wodurch es ohne Abweichungen zu unterschiedlicher Lastaufteilung kommt.

Es zeigt sich, dass die Verteilung der Last auf die Planeten im untersuchten Modell maßgeblich von den Zusatzkräften abhängt. Um die Einflüsse zu identifizieren bietet sich eine Betrachtung der Umfangskraftverläufe an. Zusätzlich werden zur Bewertung der Zusatzkräfte Momente und Kräfte in der Verbindung zwischen Hauptwelle und Planetenträger

ausgelesen. Der Umfangskraftverlauf im Eingriff Sonne-Planet eins ist für das Getriebeprüfstandsmodell in Abbildung 4.6 abgebildet. Die Abbildung erfolgt wie üblich über eine Stegumdrehung, wobei Planet eins bei  $0^\circ$  mit positivem  $z$ -Wert und  $y = 0$  positioniert ist. Neben der Zahnkraftschwankung mit Zahneingriffsfrequenz liegt eine geringe Schwingung der Umfangskraft mit Periode des Stegumlaufs vor. Diese hat ihr Maximum etwa bei  $205^\circ$ . Gleichzeitig beträgt das resultierende Biegemoment im Messpunkt etwa  $2,5 \cdot 10^5 \text{ N m}$ , es resultiert aus der Verkipfung des Getriebegehäuses. Interessant zur Bewertung des Einflusses ist auch die Richtung des resultierenden Moments. Die Richtungsangabe folgt dabei folgender Konvention. Angegeben wird die Richtung, in die das Moment im Verzahnungsmittelpunkt über den Hebelarm bis zum Messpunkt eine positive Kraft ausüben würde. Tritt in der Verbindung Hauptwelle-Planetenträger beispielsweise ein positives Moment um die  $y$ -Achse auf, so hätte die hypothetische Stützkraft auf Höhe der Verzahnung eine Richtung von  $180^\circ$ . Im Getriebeprüfstandsmodell ergibt sich mit dieser Konvention eine resultierende Richtung von  $0^\circ$ , da das Moment rein aus der durch Gewichtskräfte beeinflussten Verkipfung entsteht. Der Umfangskraftverlauf für das Anlagenprüfstandsmodell ist bereits in Abbildung 3.13 abgebildet. Die Schwingung der Umfangskraft ist in diesem Modell deutlich größer, sie hat ihr Maximum bei etwa  $225^\circ$ . Das resultierende Moment beträgt hier circa  $9,7 \cdot 10^5 \text{ N m}$  bei einer Richtung von etwa  $327^\circ$ . Die Erhöhung kommt dabei durch das Rotorgewicht zustande, welches ein negatives Biegemoment um  $y$  verursacht. Zudem werden als Lasten ein positives Moment um  $y$  und  $z$  eingeleitet. Der  $y$ -Anteil schwächt dabei das aus dem Rotorgewicht resultierende Moment ab, hebt es aber nicht ganz auf, der  $z$ -Anteil führt zusätzlich zu einer Richtungsänderung des Moments aus der  $x$ - $z$ -Ebene heraus. Für den Eingriff Hohlrad-Planet eins ergeben sich ähnliche Verläufe, die im Anhang abgebildet sind. Für diesen Eingriff ist das Kraftniveau insgesamt etwas geringer, was in leicht unterschiedlichen Achsabständen beider Verzahnungen begründet ist.

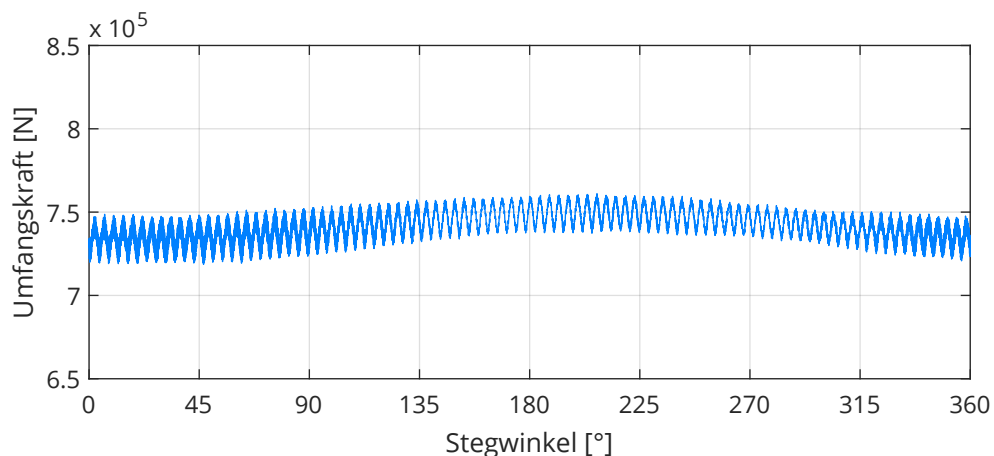


Abbildung 4.6: Umfangskraftverlauf Sonne-Planet 1 im Getriebeprüfstandsmodell

Der Verlauf scheint dabei von zwei Haupteinflussfaktoren abzuhängen. Als erster wäre dabei die Gewichtskraft der Getriebebauteile zu nennen. Diese scheint sich stets durch eine Krafterhöhung bei  $180^\circ$  abzustützen. Die erhöhte Kraft würde dabei mit ihrer Radial-

kraftkomponente einer schwerkraftbedingten Verlagerung der Bauteile entgegenwirken. Ein zweiter Einfluss ergibt sich aus den Gewichtslasten von Rotor und Hauptwelle, sowie den Betriebslasten. Diese resultieren in einem Biegemoment in der Hauptwelle, das sich über die Planetenträgerlager abstützt. Dabei werden die Verzahnungskräfte ebenfalls beeinflusst. Dies scheint hauptsächlich direkt die Umfangskraft zu beeinflussen. Da deren Wirkrichtung tangential zur Position des Planeten ist, tritt das Kraftmaximum um  $-90^\circ$  versetzt zur resultierenden Momentenrichtung auf. Aus der Kombination beider Effekte ergibt sich der Gesamtverlauf. Am Beispiel des Getriebeprüfstands ergäbe sich durch die Wirkrichtung des Moments von  $0^\circ$  ein Kraftmaximum bei  $270^\circ$ . Durch die Überlagerung mit der Schwerkraftwirkung wandert das Maximum jedoch bis auf  $205^\circ$ . Im Anlagenprüfstand ergäbe sich bei Momentenrichtung  $327^\circ$  ein Kraftmaximum bei  $237^\circ$ , auch hier erfolgt jedoch eine Beeinflussung durch die Schwerkraft. Da das resultierende Biegemoment jedoch deutlich größer ist als im Getriebeprüfstandsmodell, ist der Schwerkrafteinfluss geringer ausgeprägt, wodurch nur eine Verlagerung zu  $225^\circ$  erfolgt.

Einen Einfluss auf die Amplitude der Umfangskraftschwankung haben dabei vor allem die getriebeexternen Lasten, die sich hauptsächlich über das Biegemoment in der Hauptwelle manifestieren. Gibt man in den Modellen andere Momente an der Hauptwelle vor, die ein höheres resultierendes Biegemoment bewirken, erhöht sich auch die Kraftamplitude. Da das resultierende Moment im Anlagenprüfstandsmodell aufgrund der geänderten Struktur und Last steigt, liegen in diesem Modell höhere Kraftschwankungen vor. Aus diesen erhöhten Schwankungen folgt dann auch ein höherer Betriebsaufteilungsfaktor, da die Maxima im Verhältnis zum Mittelwert ansteigen. Dieses Verhalten entspricht auch den in Unterabschnitt 2.2.2 vorgestellten Arbeiten zu Einflüssen von Biegemomenten und Querkraften auf den Aufteilungsfaktor.

Beim Übergang zum Anlagenmodell zeigt sich eine weitere Verschlechterung der Werte, siehe Abbildung 4.7. Während des gesamten Umlaufs liegen die Betriebsaufteilungsfaktoren in den Klassen zwischen 1,02 und 1,09 mit einem Maximalwert von 1,0834. Den größten Anteil hat die Klasse zwischen 1,04 und 1,05, die auch im Anlagenprüfstandsmodell bereits eine große Häufigkeit aufweist. Die weitere leichte Erhöhung der Aufteilungswerte kann durch die geänderte Lasteinleitung erklärt werden. Struktur und charakteristische Lasten bleiben gegenüber dem Anlagenprüfstandsmodell gleich, sodass sich daraus keine deutlichen Änderungen ergeben. Die Verschlechterung der Lastaufteilung ergibt sich im Wesentlichen aus der Dynamik, welche durch die Verwendung der Windfelder in das Sys-

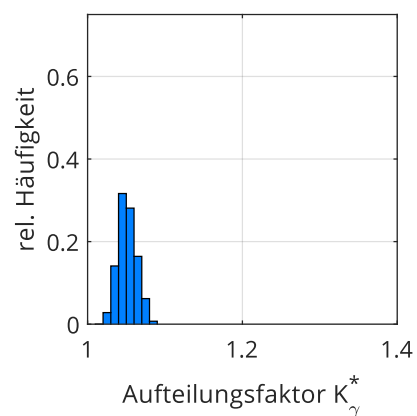


Abbildung 4.7: Verteilung des Betriebsaufteilungsfaktors im Modell WT

tem kommt. Auch bei nahezu gleichbleibender Windgeschwindigkeit kann sich die Windverteilung über den Rotor oder eine etwaige Querströmungskomponente ändern. Infolge dieser Änderungen ergeben sich auch für Hauptwelle und Getriebe ständig neue Lastsituationen. Prinzipiell ist ein Lastausgleich zum Beispiel über die Anpassung der Sonnenposition möglich, da die Körper jedoch Trägheiten besitzen, benötigt der Ausgleichsprozess eine gewisse Zeit. Insbesondere bei schnellen Belastungsänderungen kann es deshalb zu höheren Aufteilungsfaktoren kommen.

Tabelle 4.2: Aufteilungsfaktoren der einzelnen Modellstufen

	GBX TRG	WT TRG	WT
$K_Y^* [-]$	1,0265	1,0523	1,0834

### 4.1.3 Lagerlebensdauer

Zur Erzielung eines ersten Vergleichswerts der Lagerlebensdauer bietet sich die Berechnung mit dem in Abschnitt 3.5 aufgestellten Modell an. Mit dem für den Nennbetriebspunkt definierten Rotormoment von  $4,23 \cdot 10^6 \text{ Nm}$  ergibt sich eine resultierende Lagerlast von  $7,794 \cdot 10^5 \text{ N}$ . Die Lagerdrehzahl beträgt  $32,83 \frac{1}{\text{min}}$  bei einer Rotordrehzahl von  $12 \frac{1}{\text{min}}$ . Somit ergibt sich für das Planetenlager nach Gleichung 2.8 eine Lebensdauer von 162 700 h. Um die Anschaulichkeit der verglichenen Ergebnisse zu erhöhen, erfolgt zusätzlich die Angabe einer Lagerschädigung. Diese gibt, entsprechend Gleichung 4.3, das Verhältnis von erforderlicher zu ermittelter Lebensdauer an. Bei einer Schädigung unter eins ist das Lager ausreichend dimensioniert, über eins wäre die erzielte Lagerlebensdauer zu gering. Da für den Modellvergleich nur der Nennbetriebspunkt betrachtet wird, kann als zu erzielende Lebensdauer die Volllastzeit angesetzt werden, also die Zeit, in der die Anlage im oder oberhalb des Nennbetriebspunkts arbeitet. Dies erfolgt unter der Annahme, dass das Drehmoment die maßgebende Größe für die Lagerlast im Planetenlager ist. Damit kann die zu erzielende Lebensdauer aus der projektierten Anlagenlaufzeit von 20 Jahren (175 200 h) und den Häufigkeiten der Betriebspunkte BP4 bis BP7 (siehe Tabelle 3.4) ermittelt werden. Bei der resultierenden Volllasthäufigkeit von 37 % beträgt sie somit  $L_{h10,erf} = 64\,861 \text{ h}$ . Somit ergibt sich für dieses einfache Modell eine Schädigung von 0,399 beziehungsweise 39,9 %. Die Lebensdauern und Schädigungen aller Modellstufen sind zum Vergleich in Tabelle 4.3 festgehalten.

$$S = \frac{L_{h10,erf}}{L_{h10}} \quad (4.3)$$

In den MKS-Modellen können Lagerlast und -drehzahl direkt ausgelesen werden. Somit stellt sich vor allem die Frage, wie die Lebensdauer aus diesen Werten berechnet wird. Hierzu erfolgt zunächst die Einteilung der Werte in ein Lastkollektiv für den jeweils ausgewerteten Fall. Im Gegensatz zu Breiten- und Aufteilungsfaktor erfolgt hier keine Begren-

zung auf einen Stegumlauf. Zur Berechnung wird der gesamte ausgewertete Zeitraum verwendet, wodurch das Kollektiv mit möglichst vielen Punkten gefüllt werden soll. Da die Lebensdauer aus dem gesamten Lastkollektiv und nicht nur seinen Extremwerten resultiert, ist sie weniger empfindlich für Schwankungen der Windgeschwindigkeit und Belastungssituation, was insbesondere für das Anlagenmodell relevant ist. Da die Auswertung jeden Punkt über die Auswertedauer beachtet, ergibt sich quasi eine Mittelung auf die Verhältnisse bei charakteristischer Windgeschwindigkeit. Um eine einheitliche Berechnung zu gewährleisten, finden für jeden betrachteten Fall die gleichen Kollektivgrenzen Anwendung. Diese werden auf Basis der maximal auftretenden Lasten festgelegt. Sowohl in Drehzahl- als auch in Lastrichtung kommen 1200 Klassen zum Einsatz. Der Wertebereich für die Last reicht von  $0 \text{ N}$  bis  $1,5 \cdot 10^6 \text{ N}$ , womit sich eine Klassenbreite von  $1250 \text{ N}$  ergibt. Die Drehzahl wird zwischen  $0 \frac{1}{\text{min}}$  und  $48 \frac{1}{\text{min}}$  betrachtet, damit ist die Klassenbreite hier  $0,04 \frac{1}{\text{min}}$ . Als Bezugswert einer Klasse für die Berechnung wird die jeweilige obere Klassengrenze angegeben, um den Vorgaben der Zertifizierungsvorschriften zu entsprechen. Jeder Zeitpunkt wird nun entsprechend der vorliegenden Lagerlast und -drehzahl der passenden Klasse zugeordnet. Das Verhältnis aus Punkten in einer Kollektivklasse zur Gesamtpunktzahl ist, aufgrund der konstanten Abtastrate, mit dem Zeitanteil dieser Klasse am gesamten Kollektiv äquivalent. Damit kann aus den Klassenbezugswerten und dem Zeitanteil eine dem Gesamtkollektiv äquivalente Lagerlast entsprechend Gleichung 2.10 ermittelt werden. Zur Berechnung der mittleren Drehzahl findet eine Mittelung über den Betrachtungszeitraum nach Gleichung 2.11 statt. Die Lebensdauer wird dann mit Gleichung 2.8 berechnet, die Ermittlung der Schädigung erfolgt wie oben beschrieben.

In Abbildung 4.8 sind Ausschnitte aus den Lastkollektiven für das Getriebe- und Anlagenprüfstandsmodell abgebildet. Für Darstellungen in den oben genannten Kollektivgrenzen sei an dieser Stelle auf den Anhang verwiesen. Bei beiden Modellen fällt auf, dass das Kollektiv sich nahezu als Linie bei konstanter Drehzahl zeigt. Dies liegt in der konstanten Drehzahldefinition für beide Modelle begründet, die keine große Dynamik zulässt. Momente und Kräfte sind in beiden Fällen ebenfalls konstant festgelegt, jedoch ergibt sich hier ein größerer Bereich der Lagerlast. Wie in Unterabschnitt 4.3.2 noch genauer aufgeschlüsselt wird, handelt es sich bei der Ursache für die Lagerkraftschwankung um eine Kombination der in den vorigen beiden Abschnitten beschriebenen Effekte. Durch die ungleichmäßige Lastaufteilung infolge der Umfangskraftschwankung, sowie durch Verkippeffekte kommt es zu unterschiedlichen Lagerkraftschwankungen für beide Planetenlager. Dabei handelt es sich um Sinusschwingungen, was an den Lastkollektiven zu erkennen ist. Durch die höhere Verweildauer in den Umkehrpunkten ist der Zeitanteil dort höher. Zusätzlich ist der Schwankung auch wieder diejenige mit der Frequenz des Zahneingriffs überlagert, wodurch auch ober- beziehungsweise unterhalb der Umkehrpunkte Werte vorliegen. Da die ursächlichen Effekte, wie bereits beschrieben, für das Anlagenprüfstandsmodell infolge der Struktur- und Laständerungen zunehmen, nimmt auch die Schwankung der Lagerkraft in diesem Modell zu. Dabei bleibt der Minimalwert nahezu konstant, die Erhöhung der Amplitude äußert sich vor allem in einer Verlagerung zu höheren Werten. Infolge dessen erhöht sich auch die Schädigung des Lagers. Wie in Tabelle 4.3 zu sehen, sind die Werte

für Normrechnung und Getriebeprüfstandsmodell sehr ähnlich. Das heißt die Verhältnisse im Getriebemodell werden, zumindest in Bezug auf die resultierende Lebensdauer, bereits durch die einfache Modellbildung recht gut abgebildet. Mit dem Übergang zum Anlagenprüfstandsmodell erfolgt ein Anstieg der Schädigung von 0,396 auf 0,436. Dieser resultiert aus den gestiegenen Lasten infolge der geänderten Struktur und Lasteinleitung, die sich auf Verzahnungen und Lager im Getriebe auswirken.

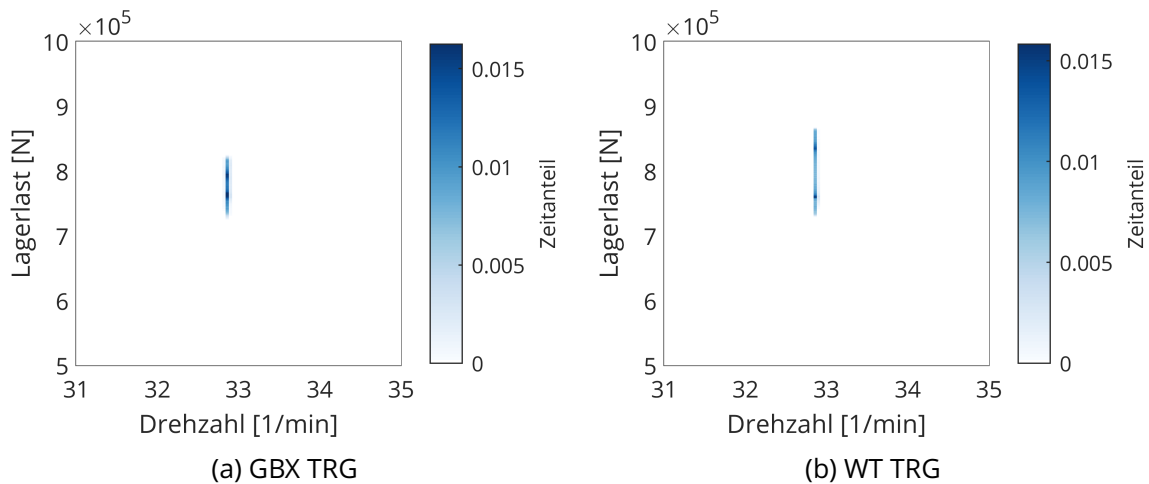


Abbildung 4.8: Ausschnitt aus dem Lagerlastkollektiv der Prüfstandsmodelle

Für den weiteren Übergang zum Anlagenmodell ergibt sich erneut eine deutliche Veränderung, die in Abbildung 4.9 zu erkennen ist. Im Gegensatz zu Abbildung 4.8 ist hier jetzt der gesamte betrachtete Betriebsbereich abgebildet, für einen direkten Vergleich sollten also die Abbildungen in Unterabschnitt A.4.1 und Unterabschnitt A.4.2 herangezogen werden. Die Werte verteilen sich sowohl in Drehzahl- als auch in Lastrichtung über einen größeren Bereich. Dies kann, wie bereits in den vorherigen Abschnitten, durch die Nutzung der Windfelder erklärt werden. Im abgebildeten Kollektiv liegt der Hauptteil der Werte in dem Bereich, der auch im Getriebe- und Anlagenprüfstandsmodell belegt ist. Hier ergeben sich Schwankungen der Last zum einen aus den oben erwähnten Einflüssen, zum anderen aber auch aus der zusätzlichen Dynamik der Lastverhältnisse infolge des turbulenten Winds. Dies sorgt insbesondere auch für erhöhte Drehzahlschwankungen innerhalb des Bereichs. Weiterhin fällt in diesem Kollektiv ein Abfall der Werte bis zu einer Lagerlast von etwa  $3 \cdot 10^5$  N und einer Drehzahl von etwa  $25 \frac{1}{\text{min}}$  auf. Die Ursache hierfür liegt in einem kurzzeitigen Abfall der Windgeschwindigkeit bis auf circa  $3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  begründet. Durch diesen kommt es zu einer deutlichen Senkung des Windleistungsangebots, woraus ein Drehzahlabfall resultiert. In Reaktion auf diese Senkung der Drehzahl verringert die Regelung das Generatormoment, durch das geringere Antriebsmoment im Antriebsstrang sinken auch die Lagerlasten. Durch den temporären Abfall der Windgeschwindigkeit und die resultierende geringere Belastung des Lagers verringert sich auch die Schädigung auf einen Wert von 0,345. Damit ist sie geringer als in allen anderen Modellen.



Dies zeigt eine Besonderheit der Betrachtung mit Windfeldern, die insbesondere am Nennbetriebspunkt ausgeprägt ist. Durch Schwankungen der Windgeschwindigkeit ändert sich auch die Belastung der Anlage. Um eine sinnvolle Repräsentation der Verhältnisse zu erhalten, legen die Zertifizierungsvorschriften Mindestauern für die Simulation fest, DNVGL [4] gibt zum Beispiel zehn Minuten vor. Je länger der betrachtete Zeitraum, desto genauer nähert sich die mittlere Geschwindigkeit des Windfelds dem vorgegebenen Wert an. Für eine Auslegung kann zudem die mehrfache

Rechnung eines Lastfalls unter Nutzung unterschiedlicher Initialisierungswerte für die Turbulenzerzeugung sinnvoll sein, zudem sollten möglichst viele Lastfälle gerechnet werden. Somit kann die Beeinflussung der Ergebnisse durch zufällige Einzelereignisse innerhalb des Windfelds minimiert werden. Für den hier betrachteten Lastfall ergibt sich zusätzlich die Situation, dass die Leistung im Nennbetriebspunkt zwar abfallen, aber nicht mehr ansteigen kann. Die Regelung erhöht das für die Lagerlasten ausschlaggebende Drehmoment nicht weiter als bis zum Nennmoment. Geringere Lasten infolge kleinerer Windgeschwindigkeiten können deshalb nicht, wie in Betriebspunkten im Teillastbereich, durch höhere Lasten bei höheren Windgeschwindigkeiten ausgeglichen werden.

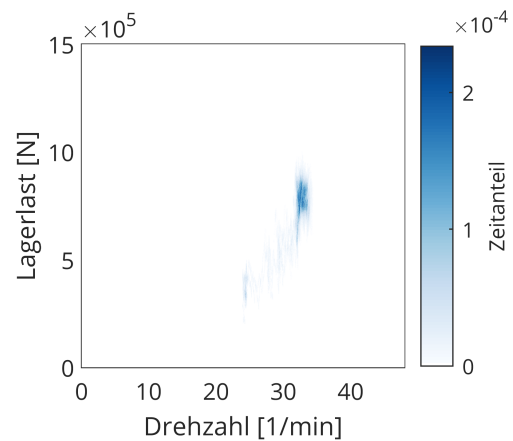


Abbildung 4.9: Lagerlastkollektiv für das Modell WT

Tabelle 4.3: Lagerlebensdauer und Lagerschädigung des rotorseitigen Planetenlagers in den Modellstufen

	Norm	GBX TRG	WT TRG	WT
$L_{h10}$ [h]	162 700	163 730	148 620	187 990
$S$ [-]	0,399	0,396	0,436	0,345

## 4.2 Betrachtung weiterer Betriebspunkte

Um eine gute Auslegung der Windenergieanlage zu gewährleisten, sind Betriebspunkte über den gesamten Betriebsbereich und für zahlreiche Sonderfälle zu betrachten. Infolge dessen ergeben sich im Auslegungsprozess tausende Lastfälle, die berechnet werden müssen. Eine derartig umfangreiche Betrachtung ist im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Zur Beurteilung des Anlagenverhaltens und der wesentlichen Effekte bei Betrieb im gesamten Betriebsbereich sollen jedoch einige ausgewählte Betriebspunkte betrachtet werden. Diese sind in Abschnitt 3.6 definiert.

Zum Vergleich sind die ermittelten Werte tabellarisch festgehalten. Die Verzahnungsfaktoren, also Breitenfaktoren für beide Eingriffe und Betriebsaufteilungsfaktoren, sind in Tabelle 4.4 zu finden. Für die Abbildungen der Breitenlastverteilung über einen Umlauf und einen Eingriff an der Position schlechtester Verteilung sei auf Unterabschnitt A.2.3 verwiesen, in dem diese zusammengefasst sind. Die Verteilungen des Aufteilungsfaktors über einen repräsentativen Umlauf befinden sich in Unterabschnitt A.3.3.

Betrachtet man zunächst die Breitenfaktoren für den Eingriff Sonne-Planet, zeigt sich, dass am Nennbetriebspunkt die beste Breitenlastverteilung vorliegt. Generell steigt mit zunehmendem Abstand zum Betriebspunkt BP4 auch der Breitenfaktor. Die Tatsache, dass der Faktor am Nennbetriebspunkt den jeweils geringsten Wert aufweist, erklärt sich dadurch, dass die Auslegung der Modifikationen an diesem Punkt durchgeführt wurde. Insbesondere der Eingriff Hohlrad-Planet weist jedoch im Nennbetriebspunkt einen deutlich besseren Wert auf, was, wie in Unterabschnitt 4.1.1 bereits erläutert, durch die günstigen Lastverhältnisse für den betrachteten Umlauf zustande kommt. Im Volllastbereich steigt der Breitenfaktor für beide Eingriffe nur gering an. Da das Torsionsmoment in diesem Betriebsbereich konstant bleibt, ergibt sich eine schlechtere Lastverteilung primär aus den Einflüssen der Biegemomente und Querkräfte. Eine Betrachtung der Betriebspunkte mit OpenFAST zeigt dabei, dass vor allem auch das Biegemoment um die y-Achse zunimmt. Infolge dessen ändern sich die mittleren Verlagerungsbeträge und damit auch die Breitenlastverteilung. Bedeutend ist auch, dass der Turbulenzeinfluss bei steigender Windgeschwindigkeit zunimmt. Schwankungen der Windgeschwindigkeit oder der Windverteilung auf den Rotor rufen dabei deutlich höhere Kraftänderungen hervor. Dies lässt sich insbesondere im Betriebspunkt BP7 am Eingriff Sonne-Planet beobachten. Es zeigt sich kurzzeitig eine sehr starke Verlagerung der Lastverteilung zur Rotorseite, während sich das Tragbild für den restlichen Umlauf deutlich besser darstellt. Bei Betrachtung des verwendeten Windfelds zeigt sich, dass im fraglichen Zeitraum eine deutliche Verlagerung der Windgeschwindigkeitsverteilung stattfindet. Oberhalb der Nabe nimmt die Windgeschwindigkeit zu, unterhalb ab. Damit einher geht eine starke Verlagerung von Steg und Sonne, welche das schlechte Tragbild verursacht. Da die Ermittlung des  $K_{H\beta}$ -Werts am Punkt schlechtester Verteilung stattfindet, können solche kurzzeitigen Effekte zur Ermittlung eines hohen Wertes führen. Treten jedoch keine derartigen Ereignisse auf, kann es auch dazu kommen, dass sich ein etwas besserer Breitenfaktor ergibt, dies ist beispielsweise im Betriebspunkt BP6 der Fall, für den ein geringerer Faktor ermittelt wurde als für BP5.

Im Teillastbereich tritt zusätzlich zu den geringeren Biegemomenten und Querkräften auch eine Senkung des Drehmoments ein. Dadurch ändern sich auch die Anteile, die eine konstante Tragbildverlagerung über den Umlauf verursachen, wie Trägertorsion oder Planetenverkipfung. Zudem sinken die auftretenden Zahkräfte deutlich. Die Kombination der Effekte führt dazu, dass sich die Lastverteilung und damit die Breitenfaktoren deutlich stärker verschlechtern als im Volllastbereich. Dabei kommt es sogar dazu, dass sich die Last im Betriebspunkt BP1 bei beiden Eingriffen nichtmehr über die ganze Flanke verteilt. Besonders stark betroffen ist der Eingriff Sonne-Planet, hier trägt in BP1 zeitweise nur die

halbe Flanke, und auch in Betriebspunkt BP2 existieren während des Umlaufs unbelastete Flankenbereiche. Infolge dessen steigt der Aufteilungsfaktor hier auch bis auf 3,8084, während er für Hohlrad-Planet nur 2,2935 erreicht. Die stärkere Veränderung kann damit erklärt werden, dass der Eingriff Sonne-Planet neben der Stegverkipfung auch von der Sonnenverkipfung beeinflusst wird.

Tabelle 4.4: Breiten- und Betriebsaufteilungsfaktoren für unterschiedliche Betriebspunkte

	Breitenfaktor		Aufteilungsfaktor
	Sonne-Planet $K_{H\beta,SUN-PLT}$ [-]	Hohlrad-Planet $K_{H\beta,RNG-PLT}$ [-]	$K_y^*$
BP1	3,8084	2,2935	1,3490
BP2	2,0730	1,2802	1,1951
BP3	1,3047	1,2152	1,0795
BP4	1,2747	1,0574	1,0834
BP5	1,4009	1,2386	1,1064
BP6	1,3317	1,2697	1,0859
BP7	1,5207	1,3183	1,1314

Für den Betriebsaufteilungsfaktor ergibt sich ein ähnliches Bild wie für den Breitenfaktor, jedoch liegt der beste Wert hier am Betriebspunkt BP3 vor. Wie in Unterabschnitt 4.1.2 erläutert, ergeben sich für die Anlage zwei wesentliche Einflussfaktoren auf die Lastaufteilung. Zum einen ist das die Höhe des resultierenden Biegemoments, zum anderen kurzzeitige Lastüberhöhungen aus der Dynamik des Windfelds. Den größten Anteil am Biegemoment besitzt das Moment um die y-Achse. Dieses resultiert im Wesentlichen aus den Gewichtskräften von Rotor und Nabe, sowie einem Moment aus der vertikalen Windgeschwindigkeitsverteilung, welches dem Gewichtsmoment entgegenwirkt. Mit steigender Windgeschwindigkeit gleichen sich die beiden Momente zunehmend aus, wodurch das resultierende Biegemoment und damit der Aufteilungsfaktor sinkt. Dies ist besonders in den ersten drei Betriebspunkten erkennbar und deckt sich qualitativ mit den Beobachtungen, die beispielsweise Guo et al. machen [25]. In den höher liegenden Punkten ist dieser Effekt vor allem an den Verteilungen des Aufteilungsfaktors (Unterabschnitt A.3.3) zu erkennen, deren Schwerpunkt für die Betriebspunkte im Volllastbereich bei sehr geringen Werten liegt. Mit der höheren Windgeschwindigkeit steigen jedoch auch die Kräfte und Momente, die sich aus der Turbulenz ergeben. Da hier ebenfalls der schlechteste Aufteilungswert während des Umlaufs betrachtet wird, können kurzzeitige Kraftschwankungen zur Erhöhung des Faktors beitragen. Damit erklärt sich der Anstieg des Aufteilungsfaktors über Betriebspunkt drei und die Zunahme der Häufigkeiten hoher Faktoren in den Verteilungen. Wie bereits beim Breitenfaktor Sonne-Planet ist auch hier der Wert für BP6 etwas kleiner als der vorhergehende, was wie bereits erwähnt durch die Betrachtung eines Umlaufs ohne große dynamische Effekte zustande kommt.

Insbesondere aufgrund der stark erhöhten Breitenfaktoren im Betriebspunkt BP1 stellt

sich die Frage, ob die Verzahnung hier mit einer Auslegung im Volllastbereich überhaupt noch tragfähig ist. Da sowohl Breiten- als auch Aufteilungsfaktor in die Sicherheitsrechnung eingehen, bietet es sich an, beide kombiniert zu betrachten. Der Lastaufteilungsfaktor wird entsprechend [18] verwendet, um die zur Berechnung genutzte Umfangskraft zu erhöhen und geht damit über die nominelle Flankenpressung  $\sigma_{H0}$  in die Sicherheitsberechnung ein. Diese nominelle Flankenpressung wird unter anderem mit Hilfe des Breitenfaktors an die reale, abweichungsbehaftete Verzahnungssituation angepasst. Unter der Annahme, dass alle anderen Einflussfaktoren konstant sind, kann die Flankenpressungsgleichung [41] vereinfacht werden. Das Quadrat der Flankenpressung ist dann entsprechend Gleichung 4.4 proportional zum Produkt aus Aufteilungs-, Breitenfaktor und Umfangskraft. Zur weiteren Vereinfachung wird das Produkt aus  $K_{H\beta}$  und  $K_Y$  zu einem Ersatzfaktor  $K_{ers}$  kombiniert, siehe Gleichung 4.5.

$$\sigma_H^2 \sim K_{H\beta} \cdot K_Y \cdot F_t \quad (4.4)$$

$$K_{ers} = K_{H\beta} \cdot K_Y \quad (4.5)$$

$$K_{ers,zul} = \frac{\sigma_{H,Hilf}}{F_t} \quad (4.6)$$

Unter der genannten Annahme ergibt sich nun eine konstante Sicherheit, wenn die Flankenpressung und damit auch deren Quadrat konstant bleibt. Zunächst wird ein Referenzwert für die Flankenpressung benötigt. Dieser soll im Volllastbereich an dem Punkt ermittelt werden, an dem der Ersatzfaktor am größten ist. Somit kann für das konstante Drehmoment im Volllastbereich eine sichere Auslegung gewährleistet werden. Bei beiden Eingriffen ist der relevante Punkt hierfür BP7. Aus dem definierten Antriebsmoment (siehe Abschnitt 3.6) kann die Umfangskraft mit Gleichung 3.2 berechnet werden. Durch die Multiplikation mit dem Ersatzfaktor erhält man einen Hilfswert für die Flankenpressung, welcher konstant bleiben soll. Mit diesem Hilfswert und der Umfangskraft im jeweiligen Betriebspunkt kann der maximal zulässige Ersatzfaktor mittels Gleichung 4.6 ermittelt werden. Das Ergebnis dieser Betrachtung ist in Abbildung 4.10 abgebildet. Wie bereits erwähnt, zeigt sich die sichere Auslegung in den Betriebspunkten BP4 bis BP7 durch Wahl des kritischsten Ersatzfaktors im Volllastbereich zur Ermittlung des Pressungshilfswerts. Im Teillastbereich steigt der zulässige Ersatzfaktor durch die sinkende Umfangskraft infolge geringeren Moments. Auch hier zeigt sich, dass der zulässige Faktor stets über dem ermittelten liegt, das heißt die Sicherheit wäre an diesen Betriebspunkten sogar noch höher als am Referenzpunkt. Die Senkung der Flankenpressung dominiert gegenüber der Erhöhung der Einflussfaktoren. Ebenfalls zu erkennen ist, dass die Faktoren im Eingriff Sonne-Planet stärker ansteigen als im Eingriff Hohlrad-Planet, was durch die höheren Breitenfaktoren hervorgerufen wird.

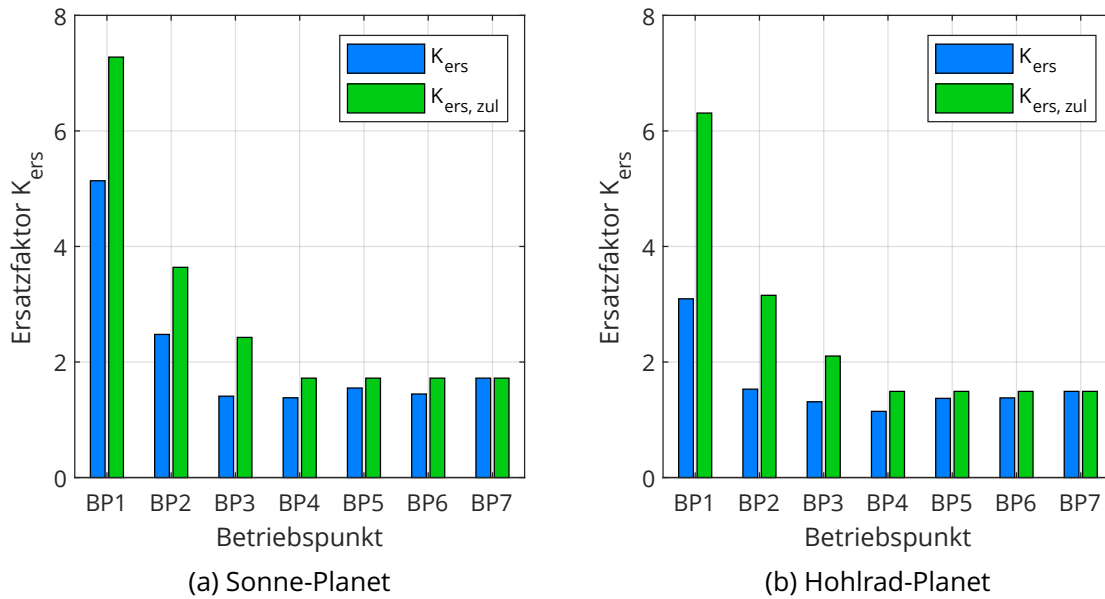


Abbildung 4.10: vorliegende und zulässige Ersatzfaktoren für beide Eingriffe an den Betriebspunkten

Als letzte Größe ist die Lagerlebensdauer auszuwerten. Deren Werte sind in Tabelle 4.5 zu finden. Die angegebene Schädigung bezieht sich hierbei nichtmehr auf die Volllastzeit, sondern auf die Zeit, welche die Anlage im jeweiligen Betriebspunkt läuft ( $t = T \cdot H$ ). Die Lastkollektive der jeweiligen Betriebspunkte sind im Anhang, Unterabschnitt A.4.3 festgehalten. Haupteinflussgröße für die Lebensdauer ist das Drehmoment, welches als Kraft über die Planetenlager auf die Planeten übergeht. Dementsprechend gehen geringere Momente im Teillastbereich mit erhöhten Lebensdauern einher. In den Abbildungen der Lastkollektive für Betriebspunkt BP1 bis BP3 lässt sich gut erkennen, wie sich die Lagerkraft aus dem Drehmoment ergibt und ihr Verlauf dementsprechend der Generatorkennlinie gleicht. Wie bereits in Unterabschnitt 4.1.3 beschrieben, ist die ermittelte Lebensdauer im Nennbetriebspunkt BP4 durch teilweise deutlich geringere Windgeschwindigkeiten im ausgewerteten Bereich ebenfalls etwas erhöht. Im Volllastbereich sinkt die Lebensdauer deutlich weniger als im Teillastbereich. Das Drehmoment als Haupteinflussgröße ist hier im Wesentlichen konstant. Die geringeren Lebensdauern ergeben sich demzufolge vor allem aus den gestiegenen Biegemomenten und Querkräften, sowie den bereits erläuterten dynamischen Effekten aus dem Windfeld, die zu kurzzeitigen Überhöhungen aller Rotorkräfte und -momente führen können. Entsprechend ergeben sich auch die Lastkollektive stets um den Bereich, der auch im Nennbetriebspunkt vorliegt. Mit zunehmender Windgeschwindigkeit ist aber auch eine größere Last- und Drehzahlschwankung um diesen Bereich zu erkennen, die im Punkt BP7 besonders ausgeprägt ist. Den größten Anteil an der Lagerschädigung hat Betriebspunkt BP5, hier liegt sowohl eine geringe Lebensdauer als auch eine hohe Auftrittswahrscheinlichkeit vor. Mit abnehmendem Betriebspunkt sinkt die Schädigung trotz der teils größeren Häufigkeiten aufgrund der zunehmenden Lebensdauer. Für die Betriebspunkte BP6 und BP7 ergibt sich die vergleichsweise geringe Schädigung

vor allem, da diese relativ selten auftreten. Summiert man alle Teilschädigungen auf, ergibt sich eine Gesamtschädigung von 0,5127. Damit weist das Lager bei reiner Betrachtung der gewählten Betriebspunkte eine deutliche Lebensdauerreserve auf, es ist nur etwas über die Hälfte ausgelastet. Für eine Auslegung der Anlage wären hier jedoch auch zahlreiche andere Lastfälle zu betrachten, die eine weitere Erhöhung der Schädigung bewirken können.

Tabelle 4.5: Lagerlebensdauer und Schädigung des rotorseitigen Planetenlagers für unterschiedliche Betriebspunkte und die Gesamtbetriebszeit der Anlage

	Lebensdauer $L_{h10}$ [h]	Schädigung $S$ [-]	Zeitanteil $H$ [%]
BP1	11 171 000	0,0036	23,1
BP2	1 200 400	0,0258	17,7
BP3	350 840	0,0761	15,20
BP4	187 990	0,1201	12,9
BP5	147 790	0,1949	16,4
BP6	147 400	0,0715	6
BP7	141 880	0,0206	1,7
Gesamt	341 737	0,5127	93

## 4.3 Weiterführende Untersuchungen

### 4.3.1 Einsatz flexibler Körper

Aus Rechenzeitgründen wurde in den durchgeführten Untersuchungen auf den Einsatz flexibler Körper weitgehend verzichtet. Lediglich die Rotorblätter und Planetenträger sind für die bisherigen Betrachtungen flexibel ausgeführt. Für die Rotorblätter ist eine solche Modellierung relevant, da deren Verformung nicht zu vernachlässigen ist und bei Verwendung der Windfelder Einfluss auf die Lasten haben kann. Die Planetenträger sind flexibel modelliert, um deren Torsionseinfluss auf die Breitenlastverteilung abbilden zu können.

Zusätzlich ist das Datenbankmodell auch für die flexible Modellierung weiterer Körper vorbereitet. Konkret sind dies Turm, Maschinenträger, Getriebegehäuse, Planeten und Sonne der ersten Stufe, Sonne der zweiten Stufe, Getriebeausgangswelle und Hauptwelle. Für die meisten Bauteile sind dabei modal reduzierte, flexible Modelle hinterlegt. Für einige einfache Bauteile wird jedoch die Simpack-interne Modellierung „SIMBEAM“ verwendet. Dies ist hier bei Turm, Sonne der zweiten Stufe und Getriebeausgangswelle der Fall. Die Umschaltung zwischen starrer und flexibler Modellierung erfolgt über Variablen, für beide Fälle sind bereits Modelle hinterlegt. Um zu klären, welchen Einfluss die flexible Modellierung auf die Ergebnisse und Rechenzeit hat, soll eine exemplarische Rechnung durchgeführt

werden, bei welcher alle Körper, bei denen dies möglich ist, flexibel abgebildet werden. Dazu findet das Anlagenprüfstandsmodell Anwendung, welches im Nennbetriebspunkt untersucht wird. Die Auswertungsmodalitäten des flexiblen Modells entsprechen denen des bisher verwendeten. Zur Vereinfachung wird das in den vorherigen Abschnitten verwendete Modell im Folgenden als starre Modellierung oder WT TRG starr bezeichnet, auch wenn einige Körper flexibel modelliert sind. Die hier untersuchte Modellversion wird hingegen vereinfacht als flexible Modellierung oder WT TRG flexibel bezeichnet.

Die ermittelten Verzahnungseinflussfaktoren und Lagerlebensdauern sind in Tabelle 4.6 festgehalten, für die zugehörigen Abbildungen sei auf Abschnitt A.5 verwiesen. Betrachtet man die Ergebnisse, so zeigt sich nirgends eine strukturelle Änderung. Dies ist insofern erwartbar, als dass sich die grundlegende Anlagenstruktur und die Belastung nicht verändert haben. Änderungen in den betrachteten Werten können sich demnach nur aus der zusätzlich möglichen Verformung ergeben. In den Abbildungen der Umfangskraftverteilung über einen Umlauf lässt sich erkennen, dass eine etwas stärkere Belastung der Flankenrandbereiche stattfindet. Dementsprechend erhöhen sich die Breitenfaktoren für beide Eingriffe leicht. Ursächlich für die geänderte Lastverteilung kann die zusätzliche Flexibilität der Zahnkörper sein, wodurch deren Verbiegung unter Last abgebildet werden kann. Weiterhin können sich durch die Verformungen von Maschinenträger, Gehäuse und Hauptwelle die Beträge der Verlagerungen und Verkippungen innerhalb des Getriebes ändern und so die Breitenlastverteilung beeinflussen. Deutlich geringer als die Erhöhung der Breitenfaktoren fällt die des Aufteilungsfaktors aus. Die Verteilung über einen Umlauf zeigt eine Verschiebung zu höheren Werten. Während die Häufigkeit der Klassen von 1,03 bis 1,05 nahezu konstant bleibt, sinkt sie in den Klassen 1,01 bis 1,03 und steigt zwischen 1,05 und 1,06 deutlich. Die Ursache hierfür liegt wahrscheinlich hauptsächlich in der Verformung des Maschinenträgers begründet. Dieser erlaubt eine zusätzliche Nachgiebigkeit des Hauptlagers und in Folge eine stärkere Verkippung des Antriebsstrangs. Dies führt wiederum dazu, dass sich ein größerer Teil der Biegemomente und Querkräfte über die Planetenträgerlager abstützt und damit auch die Verzahnung beeinflusst. Aus der resultierenden, höheren Umfangskraftschwankung ergeben sich auch Konsequenzen für die Lagerlebensdauer. Einen Einfluss auf die Lagerkraft haben sowohl die Verkippung der Zahnräder als auch die Umfangskraftschwankung infolge der Zusatzkräfte, auf die Zusammensetzung aus beiden Anteilen wird in Unterabschnitt 4.3.2 eingegangen. Da sich beide Anteile durch die zusätzliche flexible Verformung ändern können, kann sich auch die Lagerkraft und -lebensdauer ändern. Entsprechend zeigt das Lastkollektiv im Vergleich mit dem starren Modell eine erhöhte Schwankung der Lagerkraft. Infolge dessen sinkt die Lebensdauer um etwa 1600 h, bei entsprechend steigender Schädigung.

Tabelle 4.6: Vergleich der Ergebnisse für starre und flexible Modellierung

Kennwert		Modellversion	
		WT TRG starr	WT TRG flexibel
Breitenfaktor	$K_{H\beta,SUN-PLT}$ [-]	1,1876	1,2101
	$K_{H\beta,RNG-PLT}$ [-]	1,1407	1,1777
Aufteilungsfaktor	$K_y$ [-]	1,0523	1,0597
Lagerlebensdauer	$L_{h10}$ [h]	148 620	147 040
Lagerschädigung	$S$ [-]	0,4364	0,4411

Die Rechenzeit erhöht sich bei Verwendung der flexiblen Modelle circa um den Faktor 1,8. Insgesamt zeigen die Ergebnisse dabei jedoch nur vergleichsweise geringe Änderungen. Diese scheinen zudem vor allem auf einer Verstärkung der bereits in den vorherigen Abschnitten erläuterten Effekte zu beruhen. Zusätzlich ist jedoch auch anzunehmen, dass weitere Effekte auftreten, exemplarisch sei hier die Verformung der Zahnkörper genannt. Eine detaillierte Untersuchung der Effekte soll an dieser Stelle jedoch nicht stattfinden. Für die grundlegende Bewertung des Anlagenverhaltens erscheint die Verwendung der starren Modelle, auch in Hinblick auf die Rechenzeit, sinnvoll. Für eine weitere Betrachtung und insbesondere eine Auslegung einer Anlage wäre die Nutzung flexibler Modelle jedoch sinnvoll, um auftretende Einflüsse aus der Verformung abbilden zu können. Insbesondere auch bei ausreichenden Ressourcen zur Berechnung ist ein Einsatz flexibler Körper in Betracht zu ziehen.

#### 4.3.2 Lastaufteilung zwischen Planetenlagern

Neben der Lastaufteilung auf die unterschiedlichen Planeten stellt sich auch die Frage nach der Lastaufteilung innerhalb eines Planets auf die beiden Lager. Dies kann insbesondere für die Lagerlebensdauer relevant sein. Aus diesem Grund soll hier zusätzlich das zweite Planetenlager des Planeten eins betrachtet werden. Die Kollektive zur Berechnung der Lebensdauer sind für beide Lager ähnlich. Bei den Prüfstandsmodellen ergibt sich eine Schwankung der Last bei konstanter Drehzahl, im Anlagenmodell sind Last und Drehzahl im Teillastbereich durch die Generatorkennlinie vorgegeben, im Volllastbereich schwanken sie um den Volllastpunkt. Auffällig ist jedoch, dass die Schwankung der Lagerkraft in allen berechneten Fällen für das Lager zwei deutlich größer ausfällt.

Zur Ergründung der Ursache für dieses Verhalten bietet es sich an, die Lagerkraftschwankung hinsichtlich ihrer Anteile zu unterteilen. Da die Axialkraft bei den Planetenlagern vernachlässigt werden kann, wird im Folgenden die Radialkraft als Lagerkraft verwendet. Deren Hauptanteil sind die Kräfte, welche aus der Drehmomentübertragung resultieren. Sie sind während der Stegumdrehung konstant. Zusätzlich ergibt sich durch Querkkräfte



und Biegemomente eine Zusatzkraft im Getriebe, die eine Schwankung der Umfangskräfte während des Umlaufs nach sich zieht. Da die Lagerkräfte mit den Umfangskräften im Gleichgewicht stehen müssen, resultiert daraus auch eine Schwankung der Lagerkräfte. Vereinfachend kann angenommen werden, dass sich die Belastung aus der Umfangskraft gleichmäßig auf beide Lager verteilt. Damit kann der aus diesen Einflüssen resultierende Anteil an einer Planetenlagerkraft aus der Hälfte der Summe beider Planetenlagerkräfte abgeleitet werden, womit der Verlauf für beide Lager exakt gleich ist. Seine Schwankung hängt im Wesentlichen von den in Unterabschnitt 4.1.2 dargestellten Einflüssen der Biegemomente und Querkräfte ab. Ein weiterer Einfluss auf die Aufteilung der Lagerkräfte leitet sich aus der Verteilung der Zahnkraft über die Flankenbreite ab. Kommt es hier zu einer einseitigen Verlagerung, wird ein Lager stärker und eins weniger belastet. Da sich die Änderung der Breitenlastverteilung hier primär aus der Zentralwellenverkipfung ableitet, wird dies als Anteil aus Verkipfung bezeichnet. Er lässt sich berechnen, indem die Hälfte der Lagerkraftdifferenz zwischen betrachtetem und nicht betrachtetem Lager gebildet wird. Daraus leitet sich ab, dass der Anteil an einem Lager ein Maximum erreicht, wenn er für das andere Lager gerade minimal ist. Die Summe beider Anteile entspricht der Lagerkraft des jeweiligen Lagers.

Eine exemplarische Darstellung der Anteile soll am Beispiel des Anlagenprüfstands stattfinden. In Abbildung 4.11 ist die Zusammensetzung der Lagerkraft des rotorseitigen und in Abbildung 4.12 die des generatorseitigen Planetenlagers über eine Umdrehung des Planetenträgers dargestellt. Im oberen Diagramm ist dabei jeweils der Anteil aus der Umfangskraft dargestellt, der sich gleichmäßig auf beide Lager verteilt. Das mittlere Diagramm zeigt den Verkippungsanteil, das untere die Lagerkraft, welche der Summe beider Anteile entspricht. Es zeigt sich das oben beschriebene Verhalten. Während der Umfangskraftanteil bei beiden Lagern gleich verläuft, zeigt sich für den Verlauf des Verkippungsanteils ein Phasenversatz von  $180^\circ$ . Bei Lager eins zeigt sich zwischen den beiden Anteilen ebenfalls ein Phasenversatz von nahezu  $180^\circ$ , das heißt ein hoher Wert des Umfangskraftanteils fällt mit einem geringen Wert des Verkippungsanteils zusammen. Dadurch schwächen sich die Schwingungen in Summe ab. Anhand der Gesamtlagerkraft wird deutlich dass der Anteil aus der Verkipfung dominant ist, er weist eine größere Schwingung auf als der Umfangskraftanteil. Infolge des Verkippungsanteilversatzes zwischen beiden Lagern sind beide Anteile im Lager zwei nahezu phasengleich, Maxima und Minima liegen jeweils an ähnlichen Positionen. Infolge dessen schwankt auch die Gesamtlagerkraft dieses Lagers deutlich stärker. Für den Getriebeprüfstand stellen sich die Verhältnisse sehr ähnlich dar, aufgrund der geringeren Zusatzkräfte und Verkipnungen sind die Schwankungen jedoch insgesamt kleiner. Damit erklärt sich die stärkere Schwingung der Lagerlast des generatorseitigen Planetenlagers.

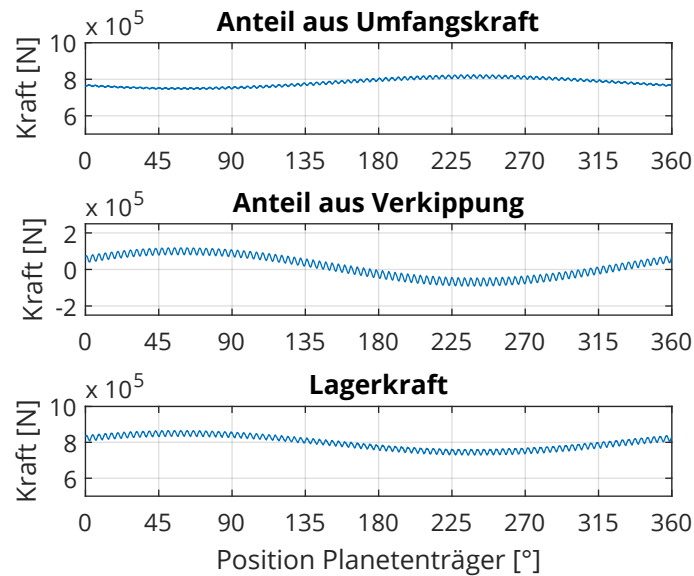


Abbildung 4.11: Zusammensetzung der Lagerkraft für das rotorseitige Planetenlager

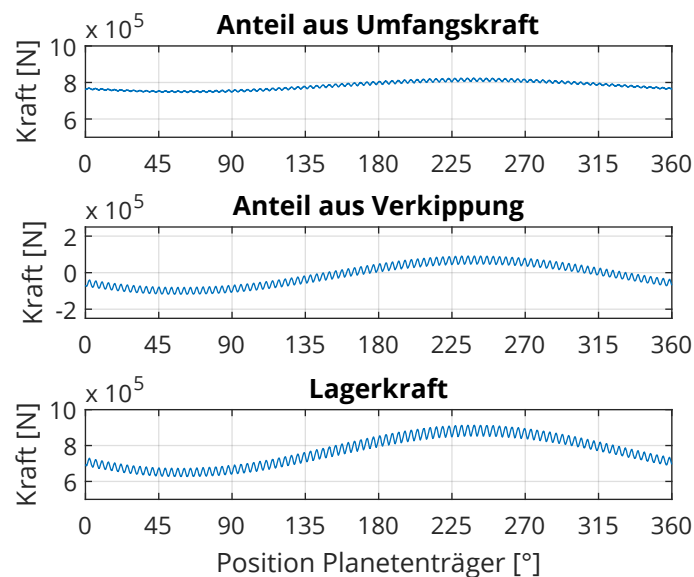


Abbildung 4.12: Zusammensetzung der Lagerkraft für das generatorseitige Planetenlager

Damit bleibt letztlich noch zu klären, ob sich die Lastniveaus beider Lager systematisch unterscheiden und somit zu unterschiedlichen Lebensdauern führen. Um dies zu ermitteln, wird die Lagerlebensdauer für alle Modellstufen und Betriebspunkte berechnet, die entsprechenden Werte sind in Tabelle 4.7 zu finden. Ein direkter Vergleich zeigt, dass sich die Lebensdauern der Lager unterscheiden, wobei jedoch keine klare Systematik ausgemacht werden kann. Im Getriebeprüfstandsmodell weist Lager eins eine höhere Lebensdauer auf, im Anlagenprüfstandsmodell Lager zwei. Im Anlagenmodell liegt außer am Betriebspunkt BP1 eine kürzere Lebensdauer und damit eine höhere Belastung für Lager eins vor. Damit scheint für das rotorseitige Lager eins tendenzielle eine höhere Belastung vorzulie-

gen. Dies deckt sich mit den Ergebnissen von LaCava et al. [28]. Die geringeren Lebensdauerwerte des Lagers zwei im Getriebeprüfstandsmodell und im Betriebspunkt BP1 des Anlagenmodells deuten jedoch darauf hin, dass sich abhängig vom Modell oder dem Belastungszustand auch eine höhere Beanspruchung des Lagers zwei ergeben kann. Ein weiterer Einfluss können auch die Breitenmodifikationen sein, über die der Verkippsungsanteil an der Lagerkraft beeinflusst werden kann. Beispielsweise ließe sich eine Angleichung der Lagerlebensdauern realisieren, indem die Breitenlastverteilung durch Modifikationen in beiden Eingriffen in die gleiche Richtung verschoben wird. Eine genaue Betrachtung der Einflüsse auf die Lagerlastverteilung und deren Anpassungsmöglichkeiten findet im Rahmen dieser Arbeit nicht statt, wäre aber für weiterführende Untersuchungen interessant.

Tabelle 4.7: Vergleich der Lagerlebensdauern beider Planetenlager

Modell	Betriebspunkt	Lebensdauer $L_{h10}$ [h]	
		Lager 1 (RS)	Lager 2 (GS)
GBX TRG	BP4	163 730	156 950
WT	BP4	148 620	164 010
	BP1	11 171 000	9 657 900
	BP2	1 200 400	1 223 200
	BP3	350 840	374 620
	BP4	187 990	202 950
	BP5	147 790	160 240
	BP6	147 400	158 540
	BP7	141 880	150 260

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden Möglichkeiten zum Einsatz der Mehrkörpersystem-Simulation im Auslegungsprozess von Windenergieanlagengetrieben untersucht. Grundlage der Untersuchungen bildete dabei ein bereits existierendes Modell einer Anlage mit fünf Megawatt Leistung, welches zu Forschungszwecken entwickelt wurde. Die Auslegung der Anlage entspricht einer für Anlagen der Multimegawatt-Klasse typischen Konfiguration.

Ausgehend von dieser Grundlage wurden drei unterschiedliche Modellkonfigurationen abgeleitet, deren Einsatz im Auslegungsprozess denkbar wäre. Die erste Stufe entsprach dabei einer reinen Betrachtung des Getriebes und der Hauptwelle in einem dafür ausgelegten Prüfstand bei ausschließlicher Einleitung eines Drehmoments. In einem zweiten Schritt wurde die gesamte Anlagenstruktur abgebildet, es wurden weiterhin konstante Lasten wie in einem Prüfstand eingeleitet, allerdings wurden zusätzlich Biegemomente, Querkräfte und die Schubkraft beachtet. In der dritten und detailliertesten Ausbaustufe wurden die Lasten unter Nutzung dreidimensionaler Windfelder und der Anlagenregelung eingeleitet. In einem zweiten Schritt fand mit dem Anlagenmodell eine Betrachtung an mehreren Punkten im Betriebsbereich statt, um auftretende Effekte bei unterschiedlichen Belastungssituationen zu ermitteln.

Um das Anlagenverhalten besser abzubilden, wurde das Grundmodell zusätzlich an einigen Stellen erweitert. So wurden zu den Verhältnissen in der jeweiligen Modellstufe passende Breitenmodifikationen ausgelegt, um das Tragverhalten zu verbessern. Weiterhin kam ein neues Kupplungsmodell hinzu und die Einstellbeweglichkeit der Sonnenräder im Planetengetriebe wurde gewährleistet.

Zur Bewertung der Effekte wurden drei Parameter ausgewertet, die Breitenlastverteilung der Eingriffe Sonne-Planet und Hohlräder-Planet, sowie der Aufteilungsfaktor in der ersten Stufe und die Lagerlebensdauer des rotorseitigen Planetenlagers des Planeten eins der ersten Stufe. Die Breitenfaktoren wiesen dabei primär Einflüsse aus den Verkipnungen in-

nerhalb des Getriebes auf. Während die Planetenverkipfung zu einer über den Umlauf gleichmäßigen Verschiebung der Verteilung zu einer Seite führte, die durch Modifikationen ausgeglichen werden konnte, entstanden durch Verkipfung von Sonne und Planetenträger Schwankungen der Verteilung über den Umlauf. Da keine Abweichungen modelliert wurden, zeigte die Lastaufteilung eine reine Abhängigkeit von den wirkenden Zusatzkräften, die eine Schwankung der Umfangskraft hervorriefen. Für die Lagerkraftschwankung konnten Einflüsse beider Effekte gezeigt werden. Die variablen Umfangskräfte führten auch zu einer Änderung der Lagerkräfte eines Planeten während des Umlaufs, durch die Breitenlastverteilung kam es zu einer unterschiedlichen Lastaufteilung auf die beiden Lager eines Planeten.

Durch den Übergang von Getriebeprüfstandsmodell zu Anlagenprüfstandsmodell kam es zu einer deutliche Änderung der Faktoren, die primär aus der geänderten Struktur aber auch aus den Biegemomenten und Querkräften herrührte. Vor allem das Gewicht von Rotor und Nabe sorgten hier für Änderungen. Das entgegenwirkende Moment um die y-Achse aus dem Höhengradienten der Windgeschwindigkeitsverteilung schwächte die Gewichtswirkung ab, glich sie aber nicht aus. Bei Verwendung des Anlagenmodells blieben die strukturellen Effekte des Anlagenprüfstandsmodells prinzipiell erhalten, jedoch traten hier durch die Windfelder zusätzlich dynamische Effekte auf. Durch Böen oder eine unterschiedliche Verteilung des Winds über den Rotor hatten diese im gewählten Auswerteverfahren insbesondere für Breiten- und Aufteilungsfaktor sowohl negative als auch positive Effekte. Generell war jedoch eine Erhöhung der Maximalwerte durch die dynamische Lastsituation zu beobachten.

Bei der Betrachtung mehrerer Betriebspunkte konnte prinzipiell nach Effekten im Teillastbereich und im Volllastbereich unterschieden werden. Charakteristisch für den Teillastbereich war vor allem die Abnahme des Drehmoments mit sinkender Windgeschwindigkeit, was zu sinkenden Verzahnungskräften und deutlich steigenden Lebensdauern führte. Da auch das aus dem Wind resultierende Biegemoment abnahm, stieg das Biegemoment insgesamt bei abnehmendem Drehmoment, was zu höheren Aufteilungsfaktoren und deutlich erhöhten Breitenfaktoren führte. Im Volllastbereich waren aufgrund des konstanten Drehmoments vor allem dynamische Effekte zu beobachten. Während sich der prinzipielle Verlauf der Größen nicht stark änderte, sorgten höhere Windkräfte und deren gestiegene Schwankungen vor allem für eine erhöhte Dynamik in den Verteilungen, die sich in den ausgewerteten Maximalwerten und der Lebensdauer niederschlugen. Eine Betrachtung des gesamten Betriebsbereichs zeigte, dass das Lager ausreichend dimensioniert ist. Zudem konnte gezeigt werden, dass die Flankensicherheit trotz stark zunehmender Einflussfaktoren aufgrund der sinkenden Umfangskraft im Teillastbereich nicht abnimmt.

Für einen Einsatz von MKS-Modellen im Auslegungsprozess von Windenergieanlagengetrieben lassen sich aus diesen Ergebnissen folgende Schlüsse ziehen. Eine ausschließliche Betrachtung des Getriebemodells unter reiner Torsionsbelastung ist wenig geeignet, die tatsächlichen Verhältnisse in der Anlage abzubilden. Sie eignet sich daher eher für erste

Getriebeentwürfe, in denen genaue Informationen zur restlichen Anlage eventuell noch nicht vorhanden sind. Um die Wirkungen der Anlagenstruktur abzubilden, können diese auf Kräfte und Momente an Schnittstellen zurückgeführt werden, wodurch sich die Aussagefähigkeit der Ergebnisse bedeutend verbessern sollte. Ein solches Modell ist damit auch für Auslegungsprozesse geeignet, in denen Anlagen- und Getriebehersteller unterschiedliche Unternehmen sind und keine Bereitschaft zur Erstellung eines Gesamtmodells besteht. Durch die separate Betrachtung des Getriebes lassen sich Wechselwirkungen mit der Anlage jedoch nur begrenzt abbilden.

Eine Modellbildung, welche die ganze Anlagenstruktur einbezieht, stellt eine wesentlich bessere Abbildung der Anlageneinflüsse auf das Getriebe dar. Strukturlasten resultieren hier direkt im Modell und müssen nicht extern ermittelt und auf Schnittstellengrößen zurückgeführt werden. Auch Wechselwirkungen mit der Anlagenstruktur lassen sich somit ermitteln, als Beispiel sei hier die in Unterabschnitt 3.4.3 gezeigte Wirkung des Kupplungsmodells genannt. Bezüglich der Lasteinleitung lässt sich festhalten, dass bei Projekten mit geringeren Kapazitäten eine externe Berechnung der Rotorlasten und die Verwendung ermittelter Extrem- oder Mittelwerte in einer Art Prüfstandsmodell sinnvoll sein kann. So lassen sich die charakteristischen Einflüsse der unterschiedlichen Lastsituationen bereits gut abbilden, im Vergleich mit der Nutzung von Windfeldern sind die Anforderungen an die Auswertung jedoch geringer. Die Betrachtung mehrerer Betriebspunkte mit Windfeldern zeigt, dass das genutzte Auswertungsverfahren in der Lage ist, grundlegende Einflüsse über den Betriebsbereich abzubilden. Zur Ermittlung auslegungsrelevanter Faktoren wäre ein Ausbau des Verfahren wahrscheinlich dennoch sinnvoll. Durch die Betrachtung nur eines Stegumlaufs kann es durch dynamische Windfeldeffekte zu Ergebnissen kommen, welche die im Lastfall auftretenden Werte nicht exakt wiedergeben. Denkbar wäre hier eine stärkere Automatisierung des Auswertungsverfahrens, wodurch eine Betrachtung mehrerer Umläufe und Eingriffe möglich wird. Die Ergebnisse ließen sich dabei beispielsweise über eine Zuordnung zur aktuellen Windgeschwindigkeit oder Lastsituation wichten.

Damit zeigt sich, dass die Nutzung der Schnittstellen zur Aerodynamiksoftware vor allem für Projekte geeignet ist, in denen viele Ressourcen zur Modellbildung vorhanden sind. Mit Steigerung des Modellumfangs und der Modellierungsgenauigkeit erhöht sich auch der nötige Aufwand. Dabei sollte stets eine Abwägung zwischen Modellbildungsaufwand und benötigter Ergebnisgenauigkeit erfolgen. Für kleinere Projekte, mit denen grundlegende Auslegungsfragen geklärt werden sollen, reicht wahrscheinlich oftmals bereits ein Getriebe- oder Anlagenprüfstandsmodell mit adäquater Abbildung der Windlasten. Für ein Unternehmen, das eine Zertifizierung einer Anlage anstrebt, kann hingegen auch die Nutzung eines Anlagenmodells mit Windfeldern sinnvoll sein. Dem hohen Modellbildungsaufwand steht hier die Möglichkeit zur automatisierten Berechnung und Auswertung der zahlreichen Lastfälle gegenüber. Im Vergleich mit einer händischen Berechnung nach Norm ist die Nutzung von MKS-Modellen für die meisten Fälle deutlich im Vorteil. Zahlreiche zur Berechnung benötigte Größen können den Modellergebnissen entnommen werden, was Annahmen zu diesen Werten überflüssig macht. Als Beispiel eignet sich hier der Breiten-

faktor, dessen Ermittlung nach Norm äußerst umfangreich ist, während er aus dem MKS-Modell ausgelesen werden kann. Dabei ist jedoch stets zu beachten, dass die gewählte Modellierung die Verhältnisse im Getriebe sinnvoll abbildet.

Betrachtet man das hier verwendete Modell, ergeben sich Ansatzpunkte für mögliche weitere Untersuchungen. Als Beispiel seien hier die in Abschnitt 4.3 beschriebenen Effekte genannt. Eine weitere Detaillierung des Modells kann neben dem Einsatz flexibler Körper auch eine bessere Abbildung der Lager umfassen, die bisher als pauschale Steifigkeiten berücksichtigt sind. Weiterhin wäre auch eine Detaillierung des Generatormodells denkbar. Die Lastaufteilung zwischen den Planetenlagern sei exemplarisch für andere Effekte genannt, die im Getriebe ausgewertet werden können, beispielsweise ließen sich auch die Ergebnisse in der zweiten Stufe betrachten und der ersten Stufe gegenüberstellen. Ein weiterer interessanter Punkt für eine weitere Entwicklung wäre die Modifikation der Anlagenregelung, hier ließen sich die Auswirkungen von Änderungen direkt im Modell beobachten.

Neben diesen Weiterentwicklungen des Modells wird die Thematik auch durch Verbesserungen der Rechen- und Softwaretechnik aktuell bleiben. Durch die Steigerung der Rechenleistung werden umfangreichere Berechnungen mit weniger Ressourceneinsatz möglich, was eine Neubewertung der möglichen Einsatzszenarien erforderlich machen kann. Weiterentwicklungen der Simulationsprogramme können zudem dazu führen, dass sich Ergebnisse wesentlich detaillierter oder einfacher ermitteln lassen als bisher. Zudem können mit weiteren Schnittstellen auch andere Domänen eingebunden werden, als Beispiel sei hier die Simulation von Offshoreanlagen durch Schnittstellen zu hydrodynamischer Software genannt. Aufgrund der zahlreichen Potentiale und Entwicklungen bleibt das Thema der MKS-Simulation im Auslegungsprozess von Windenergiegetrieben, insbesondere in Hinblick auf eine wirtschaftliche Weiterentwicklung der Anlagen zu höheren Leistungen, interessant und relevant.

# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich während meines Studiums und der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben.

Besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dr.-Ing. Thomas Rosenlöcher für die Unterstützung während der Erstellung der Arbeit und die Anregungen bei aufgetretenen Problemen. Während der Bearbeitung dieser Arbeit, aber auch während des großen Belegs und meiner Zeit als studentische Hilfskraft am Lehrstuhl, konnte ich mich bei Fragen oder Problemen jederzeit an ihn wenden.

Weiterhin danke ich Herrn Dipl.-Ing. Georg Breslau für die Unterstützung bei der Ermittlung der Breitenfaktoren.

Herrn M.Sc. Chris Körner danke ich für die stets konstruktiven Diskussionen zu Gestaltungsfragen sowie das Korrekturlesen.

Ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern Lutz und Grit Becker für deren Unterstützung während meiner gesamten Ausbildung.



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Schadensbereiche bei Wälzlagern nach [5]	7
2.2	Verformung des Radkörpers durch Torsion und Biegung nach [17]	9
2.3	Ansatz zur Breitenlastverteilung bei linearer Flankenabweichung nach [17]	10
2.4	Verkippsanteile im Planetengetriebe [19]	12
2.5	Flankenkorrekturen zur Verbesserung der Breitenlastverteilung [18]	13
2.6	Abhängigkeit des Lastaufteilungsfaktors von Biege- und Torsionsmoment [25]	16
2.7	Schälungen an einem Lagerinnenring [27]	18
2.8	Belastungs- und Drehzahlverlauf mit Einteilung in Klassen [27]	20
3.1	Nabenkoordinatensystem [4]	24
3.2	Struktur der Kommunikation zwischen Teilmodellen [32]	27
3.3	Schema des Getriebes	28
3.4	vereinfachter Topologieplan der ersten Stufe	29
3.5	vereinfachte Struktur des Getriebeprüfstandsmodells	30
3.6	Hochlauf der Antriebsdrehzahl im Nennbetriebspunkt	32
3.7	vereinfachte Struktur des Anlagenprüfstandsmodells	33
3.8	vereinfachte Struktur des Anlagenmodells	35
3.9	Regelung des Generatormoments in Abhängigkeit der Drehzahl [29]	36
3.10	Breitenlastverteilung des Eingriffs Hohlrad-Planet 1 über eine Stegumdrehung ohne und mit Breitenmodifikationen, Modell GBX TRG	39
3.11	Breitenlastverteilung der Verzahnung Hohlrad-Planet 1 für einen Zahneingriff an verschiedenen Stegpositionen, Modell GBX TRG, vgl. Abbildung 3.10b	41
3.12	Umfangskraftverlauf mit Kippsteifigkeit in der Stufenkupplung	43
3.13	Umfangskraftverlauf ohne Kippsteifigkeit in der Stufenkupplung	43
3.14	Aufbau einer Lenkerkupplung [38]	44
3.15	Topologieplan des vereinfachten Kupplungsmodells	44
3.16	Drehbeschleunigungsspektrum der Getriebeausgangswelle	45
3.17	Aus dem Antriebsmoment resultierende Kräfte am Planeten	47
3.18	Verzahnungs- und Lagerkräfte am Planeten	47

3.19 Windgeschwindigkeitsverteilung der Forschungsplattform FINO 1 in 90 m Höhe (Daten: BMWi, PTJ) und Zuordnung zu den Betriebspunkten . . . . .	52
4.1 Breitenlastverteilung im Eingriff Sonne-Planet 1 für die Modelle GBX TRG und WT TRG mit gleichen Breitenmodifikationen . . . . .	54
4.2 Mittlere Wellenverlagerung der ersten Stufe relativ zum Getriebegehäuse . .	55
4.3 Mittlere Wellenverlagerung der ersten Stufe in z-Richtung relativ zum Maschinenträger . . . . .	56
4.4 Breitenlastverteilung im Eingriff Sonne-Planet 1 über eine Stegumdrehung für die Modelle WT TRG und WT . . . . .	58
4.5 Verteilung der Betriebsaufteilungsfaktoren für die Modelle GBX TRG und WT TRG . . . . .	61
4.6 Umfangskraftverlauf Sonne-Planet 1 im Getriebeprüfstandsmodell . . . . .	62
4.7 Verteilung des Betriebsaufteilungsfaktors im Modell WT . . . . .	63
4.8 Ausschnitt aus dem Lagerlastkollektiv der Prüfstandsmodelle . . . . .	66
4.9 Lagerlastkollektiv für das Modell WT . . . . .	67
4.10 vorliegende und zulässige Ersatzfaktoren für beide Eingriffe an den Betriebspunkten . . . . .	71
4.11 Zusammensetzung der Lagerkraft für das rotorseitige Planetenlager . . . .	76
4.12 Zusammensetzung der Lagerkraft für das generatorseitige Planetenlager . .	76
A.1 Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung ohne Breitenmodifikationen im Modell GBX TRG . . . . .	92
A.2 Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung mit Breitenmodifikationen im Modell GBX TRG . . . . .	92
A.3 Lastverteilung für einen Eingriff im schlechtesten Punkt der Verteilung mit Modifikationen . . . . .	93
A.4 Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung ohne Breitenmodifikationen im Modell WT TRG . . . . .	93
A.5 Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung mit für das GBX TRG Modell ausgelegten Breitenmodifikationen im Modell WT TRG . . . . .	94
A.6 Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung mit Breitenmodifikationen im Modell WT TRG . . . . .	94
A.7 Lastverteilung für einen Eingriff im schlechtesten Punkt der Verteilung mit Modifikationen . . . . .	95
A.8 Breitenlastverteilung des Eingriffs Sonne-Planet über eine Stegumdrehung im Anlagenmodell für verschiedene Betriebspunkte . . . . .	96
A.9 Lastverteilung über einen Eingriff für den schlechtesten Punkt im betrachteten Betriebspunkt im Eingriff Sonne-Planet . . . . .	98
A.10 Breitenlastverteilung des Eingriffs Hohlrad-Planet über eine Stegumdrehung im Anlagenmodell für verschiedene Betriebspunkte . . . . .	99
A.11 Lastverteilung über einen Eingriff für den schlechtesten Punkt im betrachteten Betriebspunkt im Eingriff Hohlrad-Planet . . . . .	101

A.12 Verteilung des Lastaufteilungsfaktors im Getriebeprüfstandsmodell . . . . .	101
A.13 Umfangskraftverlauf Hohlrad-Planet 1 . . . . .	102
A.14 Verteilung des Lastaufteilungsfaktors im Anlagenprüfstandsmodell . . . . .	102
A.15 Umfangskraftverlauf Hohlrad-Planet 1 . . . . .	102
A.16 Verteilung des Lastaufteilungsfaktors für die einzelnen Betriebspunkte im Anlagenmodell . . . . .	104
A.17 Lastkollektiv des rotorseitigen Lagers, Planet 1 . . . . .	104
A.18 Lastkollektiv des rotorseitigen Lagers, Planet 1 . . . . .	105
A.19 Lagerlastkollektive für die einzelnen Betriebspunkte, rotorseitiges Lager, Pla- net 1 . . . . .	106
A.20 Umfangskraftverteilung über einen Stegumlauf bei Einsatz flexibler Körper .	107
A.21 Linienlastverteilung über einen Eingriff am Punkt schlechtesten Breitenlast- verteilung . . . . .	107
A.22 Verteilung des Betriebsaufteilungsfaktors über eine Stegumdrehung . . . . .	108
A.23 Lagerlastkollektiv rotorseitiges Lager, Planet 1 im gesamten Betriebsbereich und vergrößertem Ausschnitt . . . . .	108

# Tabellenverzeichnis

2.1	Onshore-Windenergieanlagenklassen nach DNV [4] . . . . .	4
2.2	Aufteilungsfaktoren nach Anwendungsnormen [5, 6] . . . . .	14
3.1	grundlegende Anlagenparameter . . . . .	23
3.2	Übersicht über die Breitenmodifikationen der Modelle . . . . .	39
3.3	Kräfte und Momente für die Prüfstände im Betriebspunkt BP4 . . . . .	50
3.4	Definition der Betriebspunkte . . . . .	51
4.1	Breitenfaktoren der einzelnen Modellstufen . . . . .	59
4.2	Aufteilungsfaktoren der einzelnen Modellstufen . . . . .	64
4.3	Lagerlebensdauer und Lagerschädigung des rotorseitigen Planetenlagers in den Modellstufen . . . . .	67
4.4	Breiten- und Betriebsaufteilungsfaktoren für unterschiedliche Betriebspunkte	69
4.5	Lagerlebensdauer und Schädigung des rotorseitigen Planetenlagers für un- terschiedliche Betriebspunkte und die Gesamtbetriebszeit der Anlage . . . .	72
4.6	Vergleich der Ergebnisse für starre und flexible Modellierung . . . . .	74
4.7	Vergleich der Lagerlebensdauern beider Planetenlager . . . . .	77
A.1	Verzahnungsdaten der ersten Stufe (LSS) . . . . .	90
A.2	Verzahnungsdaten der zweiten Stufe (IMS) . . . . .	91
A.3	Verzahnungsdaten der dritten Stufe (HSS) . . . . .	91

# Literatur

- [1] Kurt Rohrig u. a. *Windenergie Report Deutschland 2017*. OCLC: 1042187147. 2018. ISBN: 978-3-8396-1358-0.
- [2] Umweltbundesamt. *Berichterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll 2018*. Mai 2018.
- [3] Erich Hau. *Windkraftanlagen: Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit*. 6. Auflage. OCLC: 964654854. Berlin: Springer Vieweg, 2016. 996 S. ISBN: 978-3-662-53154-9.
- [4] DNVGL-ST-0437:2016-11. *Loads and site conditions for wind turbines*. URL: <http://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/ST/2016-11/DNVGL-ST-0437.pdf> (besucht am 13.12.2018).
- [5] IEC 61400-4:2012. *Wind turbines - Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes*.
- [6] DNVGL-ST-0361:2016-09. *Machinery for wind turbines*. URL: <http://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/ST/2016-09/DNVGL-ST-0361.pdf> (besucht am 13.12.2018).
- [7] IEC 61400-1:2005. *Wind turbines - Part 1: Design requirements*.
- [8] IEC 61400-3:2009. *Wind turbines - Part 3: Design requirements for offshore wind turbines*.
- [9] Michael Köhler u. a. *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012. ISBN: 978-3-642-13164-6. DOI: 10.1007/978-3-642-13164-6.
- [10] Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. *FVA-Richtlinie: Zählverfahren zur Bildung von Kollektiven und Matrizen aus Zeitfunktionen (FVA 131 IV)*. 2010. URL: [https://fva-net.de/fileadmin/content/Richtlinien/FVA-Richtlinie\\_Zaehlverfahren\\_2010.pdf](https://fva-net.de/fileadmin/content/Richtlinien/FVA-Richtlinie_Zaehlverfahren_2010.pdf) (besucht am 28.01.2019).
- [11] ISO 6336-1:2006-9. *Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern - Teil 1: Grundnorm, Einführung und allgemeine Einflussfaktoren*.
- [12] DIN ISO 76:2009-1. *Wälzlager – Statische Tragzahlen (ISO 76:2006)*.

- [13] DIN ISO 281:2010-10. *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO 281:2007)*.
- [14] DIN 26281:2010-11. *Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer - Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager (ISO/TS 16281:2008 + Cor. 1:2009)*.
- [15] Christoph Lehmann. „Auslegung des Antriebsstrangs und Untersuchung des dynamischen Verhaltens einer 5 MW Windenergieanlage“. Großer Beleg. Dresden: Technische Universität Dresden, 2015. 75 S.
- [16] Christoph Lehmann. „Untersuchung der Abhängigkeiten zwischen Modellierungsgrad und Komponentenlasten am Beispiel einer Windenergieanlage“. Diplomarbeit. Dresden: Technische Universität Dresden, 2016. 74 S.
- [17] DIN 3990-1:1987-12. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Teil 1: Einführung und allgemeine Einflußfaktoren*.
- [18] Berthold Schlecht. *Maschinenelemente 2: Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen*. Nachdr. Bd. 2. 2 Bde. OCLC: 753302765. München: Pearson Studium, 2011. 1211 S. ISBN: 978-3-8273-7146-1.
- [19] Ulrich Kissling und Hanspeter Dinner. *Determination of the optimum flank line modifications for gear pairs and for planetary stages*. URL: [https://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/Determination\\_optimum\\_flank\\_line\\_modifications.pdf](https://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/Determination_optimum_flank_line_modifications.pdf) (besucht am 27.03.2019).
- [20] Tobias Schulze, Christian Hartmann-Gerlach und Berthold Schlecht. *Calculation of Load Distribution in Planetary Gears for an Effective Gear Design Process*. Okt. 2010. URL: [https://www.agma.org/assets/uploads/publications/10FTM08\\_Schulze.pdf](https://www.agma.org/assets/uploads/publications/10FTM08_Schulze.pdf) (besucht am 23.04.2019).
- [21] Herbert W. Müller. *Die Umlaufgetriebe: Auslegung und vielseitige Anwendungen*. 2., neu bearb. und erw. Aufl. Konstruktionsbücher 28. OCLC: 845034926. Berlin: Springer, 1998. 260 S. ISBN: 978-3-540-63227-6.
- [22] Det Norske Veritas AS. *Classification Notes No. 41.2: Calculation of Gear Rating for Marine Transmissions*. Mai 2012. URL: <https://rules.dnvg1.com/docs/pdf/DNV/cn/2012-05/CN41-2.pdf> (besucht am 13.12.2018).
- [23] Ahmet Kahraman. „Load sharing characteristics of planetary transmissions“. In: *Mechanism and Machine Theory* 29.8 (Nov. 1994), S. 1151–1165. ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/0094-114X(94)90006-X.
- [24] Xinghui Qiu, Qinkai Han und Fulei Chu. „Load-sharing characteristics of planetary gear transmission in horizontal axis wind turbines“. In: *Mechanism and Machine Theory* 92 (Okt. 2015), S. 391–406. ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.06.004.
- [25] Yi Guo, Jonathan Keller und William LaCava. „Planetary gear load sharing of wind turbine drivetrains subjected to non-torque loads“. In: *Wind Energy* 18.4 (Apr. 2015), S. 757–768. ISSN: 10954244. DOI: 10.1002/we.1731.

- [26] Young-Jun Park u. a. „Effects of Non-torque Loads and Carrier Pinhole Position Errors on Planet Load Sharing of Wind Turbine Gearbox“. In: *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology* 6.2 (Apr. 2019), S. 281–292. ISSN: 2198-0810. DOI: 10.1007/s40684-019-00059-8.
- [27] Herbert Wittel u. a. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 23., überarbeitete und erweiterte Auflage. OCLC: 1004421087. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017. 901 S. ISBN: 978-3-658-17895-6.
- [28] William LaCava u. a. „Three-dimensional bearing load share behaviour in the planetary stage of a wind turbine gearbox“. In: *IET Renewable Power Generation* 7.4 (1. Juli 2013), S. 359–369. ISSN: 1752-1424. DOI: 10.1049/iet-rpg.2012.0274.
- [29] J. Jonkman u. a. *Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development*. NREL/TP-500-38060, 947422. 1. Feb. 2009. DOI: 10.2172/947422.
- [30] J M Jonkman u. a. *AeroDyn v15 User's Guide and Theory Manual*. Draft. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 28. Apr. 2017. URL: [https://nwtc.nrel.gov/system/files/AeroDyn\\_Manual\\_V15.04a.pdf](https://nwtc.nrel.gov/system/files/AeroDyn_Manual_V15.04a.pdf) (besucht am 22. 12. 2018).
- [31] B. J. Jonkman. *Turbsim User's Guide: Version 1.50*. NREL/TP-500-46198, 965520. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 19. Sep. 2009. DOI: 10.2172/965520.
- [32] Dassault Systemes Simulia Corp. *5 MW Wind Turbine Simpack Model Database*. 13. Juli 2018.
- [33] Dassault Systemes Simulia Corp. *Simpack Documentation - Simpack Release 2019x*. 2018.
- [34] Constantin Weber, Kurt Banaschek und Gustav Niemann. *Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern*. Schriftenreihe Antriebstechnik Nr. 11. Braunschweig: Vieweg, 1955.
- [35] P J Moriarty und A C Hansen. *AeroDyn Theory Manual*. NREL/TP-500-36881, 15014831. 1. Jan. 2005. DOI: 10.2172/15014831.
- [36] Berthold Schlecht. *Maschinenelemente 1: Festigkeit, Wellen, Verbindungen, Federn, Kupplungen*. 2., aktualisierte Aufl. Bd. 1. 2 Bde. OCLC: 929453675. Hallbergmoos: Pearson, 2015. 920 S. ISBN: 978-3-86894-268-2.
- [37] Thomas Rosenlöcher. „Systematisierung des Modellierungsprozesses zur Erstellung elastischer Mehrkörpersystem-Modelle und dynamischen Untersuchung von Großantrieben“. Diss. Dresden: Technische Universität Dresden, 2012. 290 S.
- [38] CENTA Antriebe Kirschev GmbH. *Centalink - Catalog CL-07-08*.
- [39] Ulrich Klein. *Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen*. 3., überarb. Aufl., unveränd. Nachdr. OCLC: 698845050. Düsseldorf: Verl. Stahleisen, 2008. 183 S. ISBN: 978-3-514-00687-4.
- [40] SKF Gruppe. *SKF Hauptkatalog*. Nov. 2012.
- [41] DIN 3990-2:1987-12. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Teil 2: Berechnung der Grübchentragsfähigkeit*.

# A Anhang

## A.1 Verzahnungsdaten

Tabelle A.1: Verzahnungsdaten der ersten Stufe (LSS)

		Sonne	Planet	Hohlrad
Planetenanzahl	$N_{pl}$ [-]		4	
Achsabstand	$a$ [mm]		725	
Normalmodul	$m_n$ [mm]		25	
Eingriffswinkel	$\alpha$ [°]		20	
Schrägungswinkel	$\beta$ [°]		7	
Steigungsrichtung		links	rechts	rechts
Zähnezahl	$z$ [-]	23	34	-93
Teilkreisdurchmesser	$d$ [mm]	579,32	856,38	-2342,46
Kopfkreisdurchmesser	$d_a$ [mm]	635,48	913,67	-2267,78
Fußkreisdurchmesser	$d_f$ [mm]	523,82	801,68	-2380,28
Profilverschiebungsfaktor	$x$ [-]	0,140	0,156	0,494
Zahnbreite	$b$ [mm]	540	520	520



Tabelle A.2: Verzahnungsdaten der zweiten Stufe (IMS)

		Sonne	Planet	Hohlrad
Planetenanzahl	$N_{pl}$ [-]		3	
Achsabstand	$a$ [mm]		530	
Normalmodul	$m_n$ [mm]		18	
Eingriffswinkel	$\alpha$ [°]		20	
Schrägungswinkel	$\beta$ [°]		7	
Steigungsrichtung		links	rechts	rechts
Zähnezahl	$z$ [-]	20	37	-97
Teilkreisdurchmesser	$d$ [mm]	362,70	671,00	-1759,11
Kopfkreisdurchmesser	$d_a$ [mm]	411,53	718,18	-1711,46
Fußkreisdurchmesser	$d_f$ [mm]	332,82	639,47	-1792,46
Profilverschiebungsfaktor	$x$ [-]	0,420	0,374	0,324
Zahnbreite	$b$ [mm]	410	390	390

Tabelle A.3: Verzahnungsdaten der dritten Stufe (HSS)

		Ritzel	Rad
Achsabstand	$a$ [mm]		680
Normalmodul	$m_n$ [mm]		16
Eingriffswinkel	$\alpha$ [°]		20
Schrägungswinkel	$\beta$ [°]		7
Steigungsrichtung		links	rechts
Zähnezahl	$z$ [-]	63	19
Teilkreisdurchmesser	$d$ [mm]	1015,57	306,28
Kopfkreisdurchmesser	$d_a$ [mm]	1069,08	351,18
Fußkreisdurchmesser	$d_f$ [mm]	1008,20	287,56
Profilverschiebungsfaktor	$x$ [-]	0,789	0,520
Zahnbreite	$b$ [mm]	280	300

## A.2 Breitenlastverteilung

### A.2.1 Getriebeprüfstand (GBX TRG)

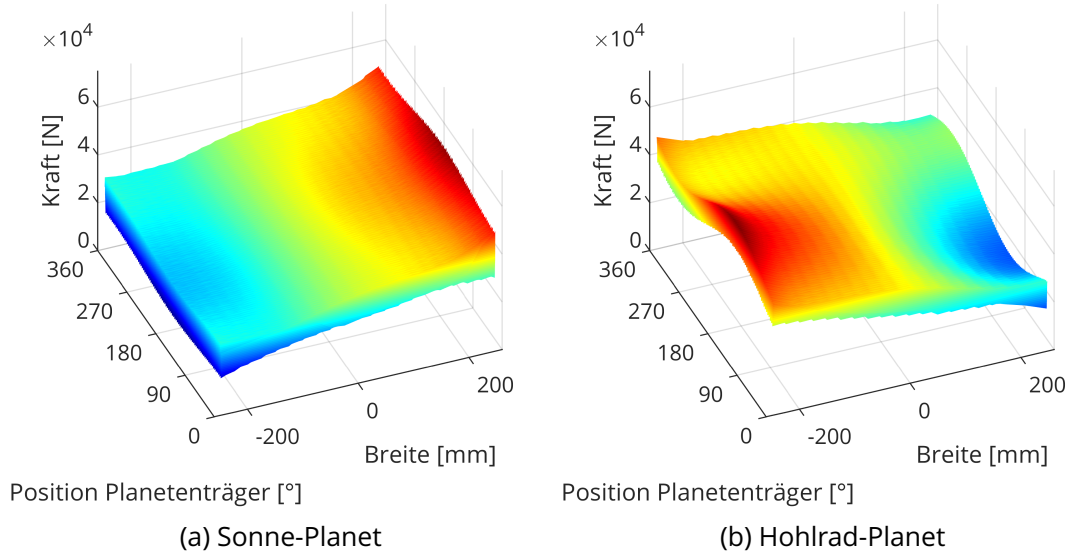


Abbildung A.1: Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung ohne Breitenmodifikationen im Modell GBX TRG

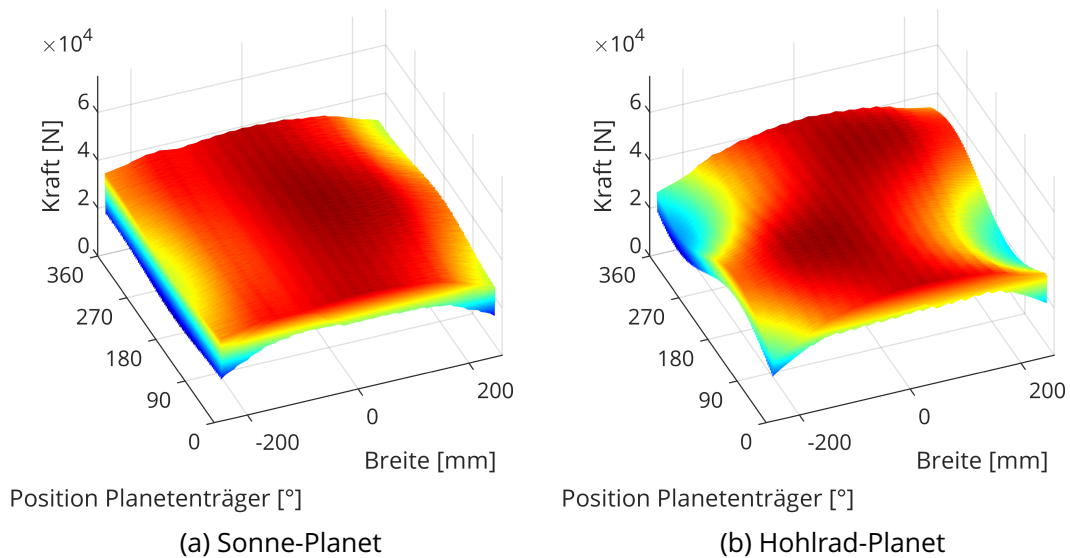
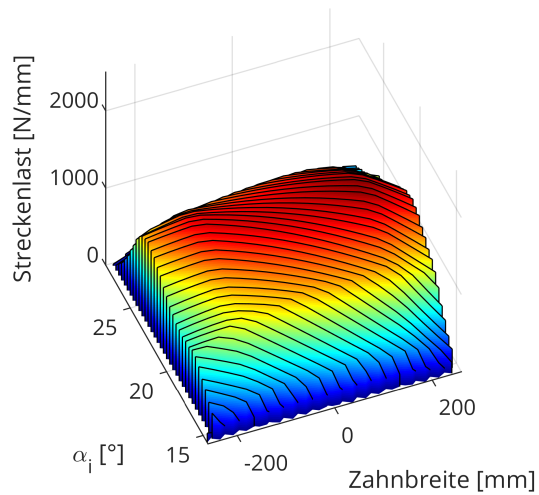
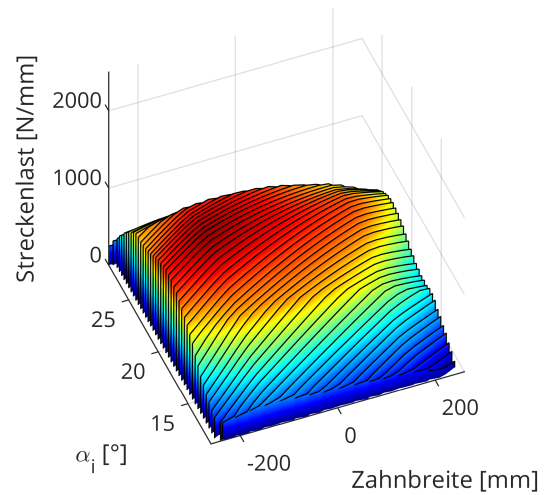


Abbildung A.2: Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung mit Breitenmodifikationen im Modell GBX TRG



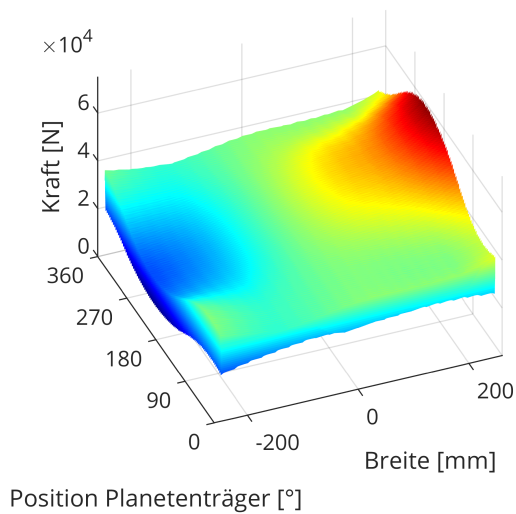
(a) Sonne-Planet



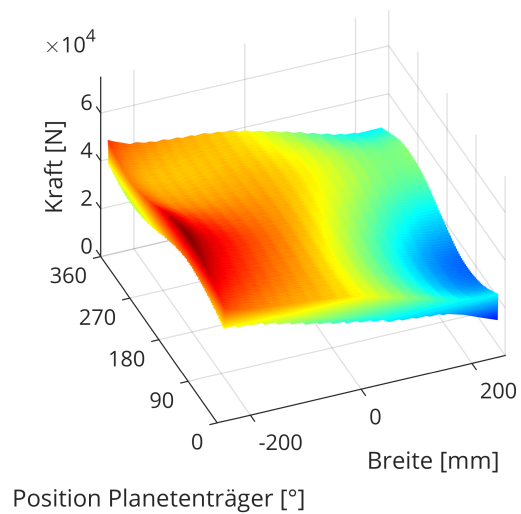
(b) Hohlrad-Planet

Abbildung A.3: Lastverteilung für einen Eingriff im schlechtesten Punkt der Verteilung mit Modifikationen

## A.2.2 Anlagenprüfstand (WT TRG)



(a) Sonne-Planet



(b) Hohlrad-Planet

Abbildung A.4: Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung ohne Breitenmodifikationen im Modell WT TRG

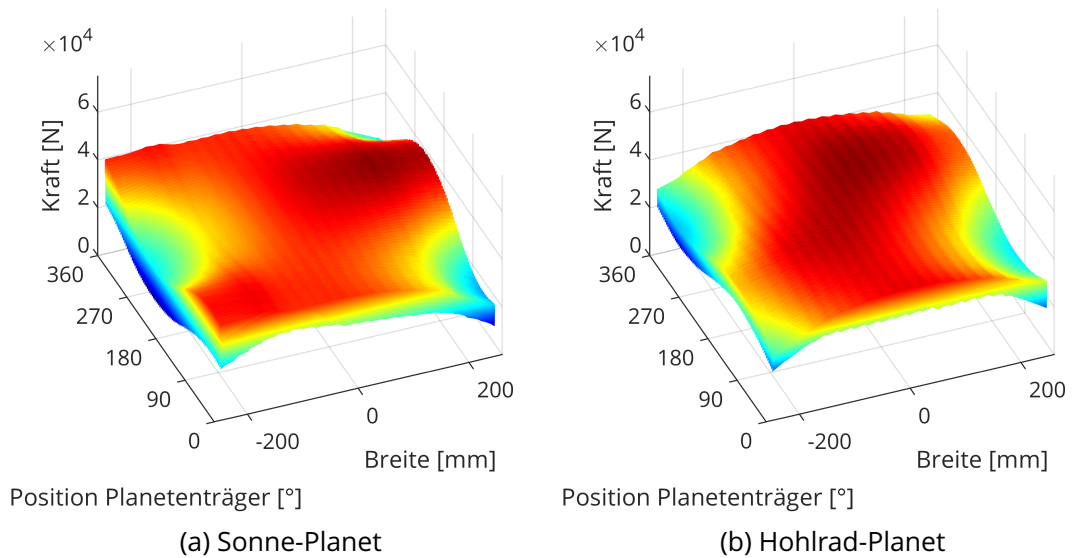


Abbildung A.5: Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung mit für das GBX TRG Modell ausgelegten Breitenmodifikationen im Modell WT TRG

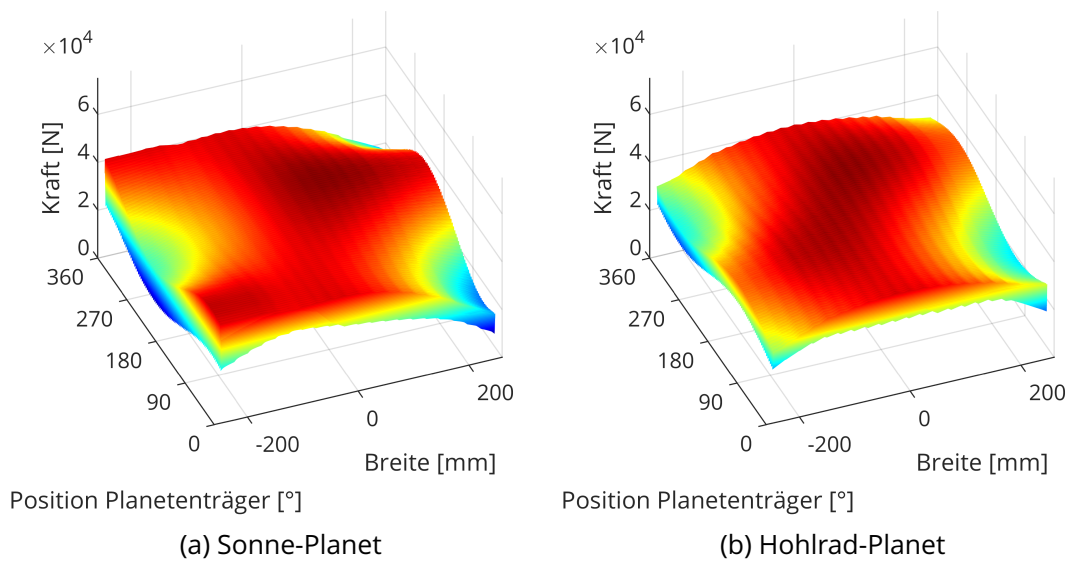
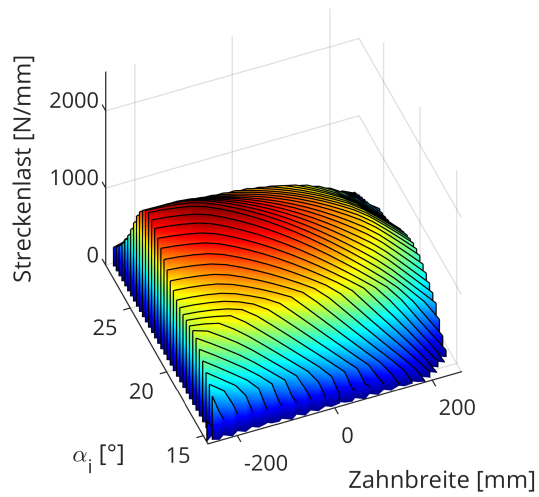
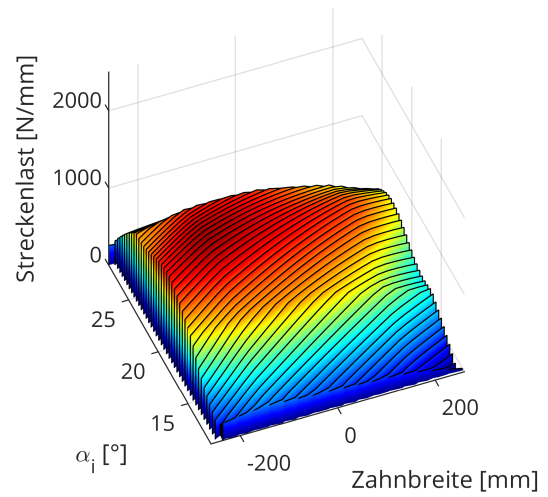


Abbildung A.6: Breitenlastverteilungen über eine Stegumdrehung mit Breitenmodifikationen im Modell WT TRG



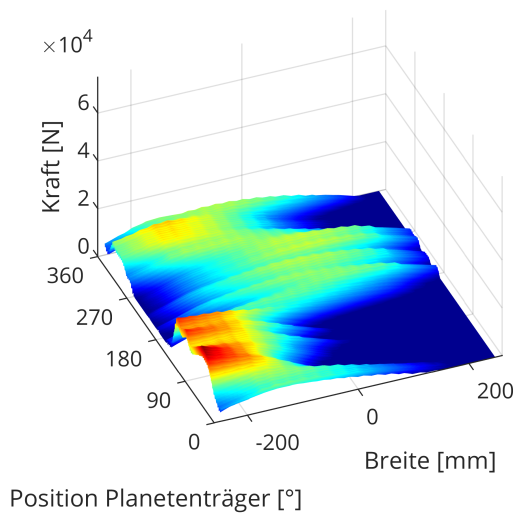
(a) Sonne-Planet



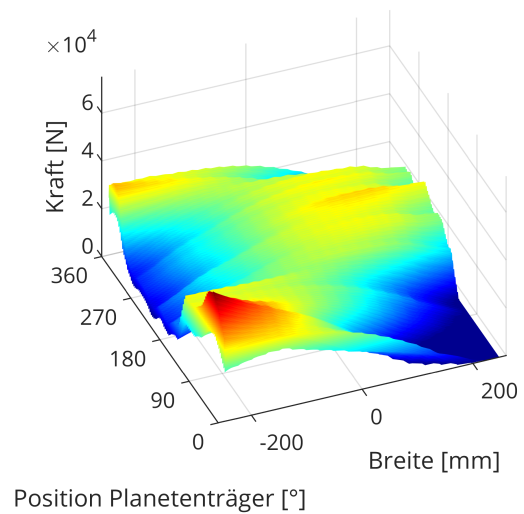
(b) Hohlrad-Planet

Abbildung A.7: Lastverteilung für einen Eingriff im schlechtesten Punkt der Verteilung mit Modifikationen

### A.2.3 Anlage (WT)



(a) BP1



(b) BP2

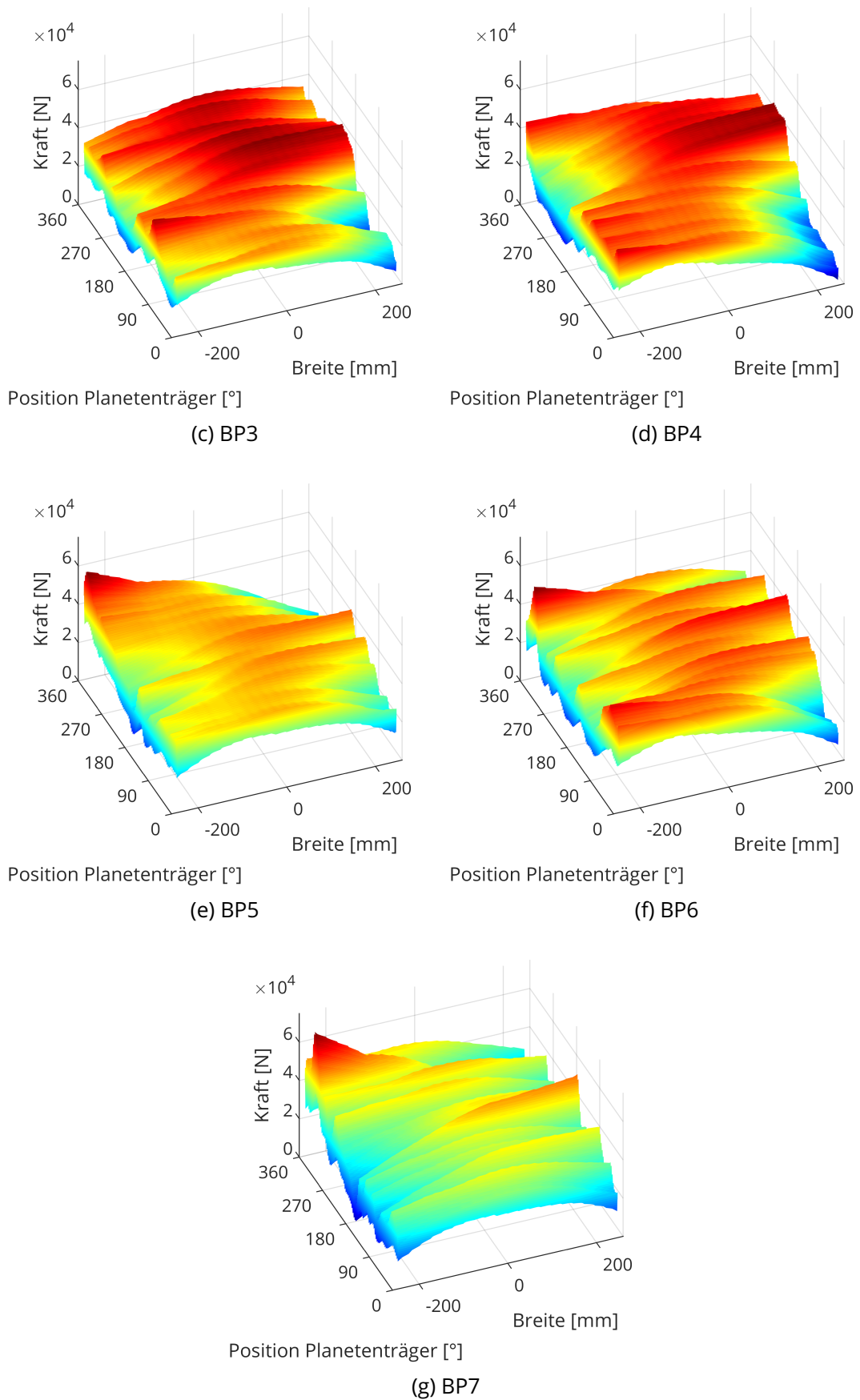
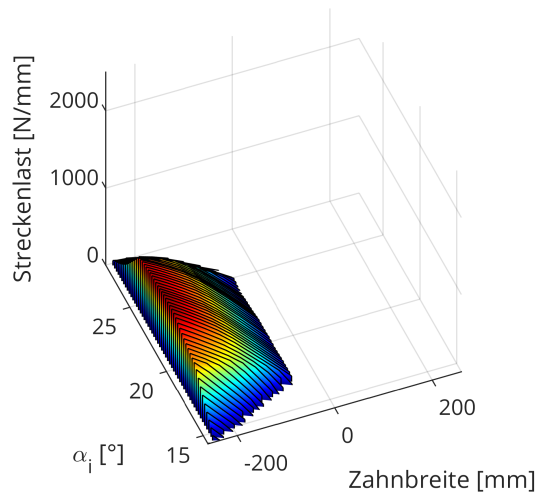
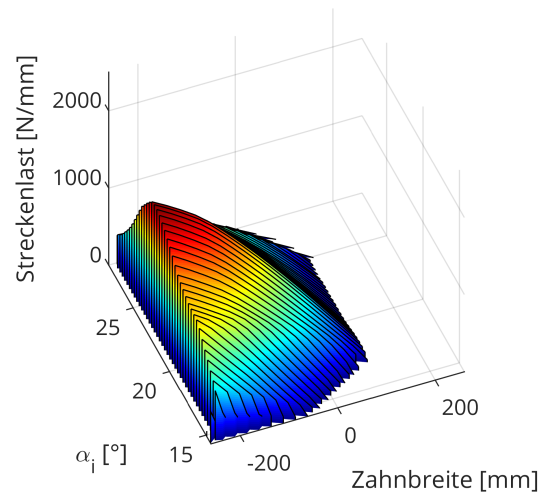


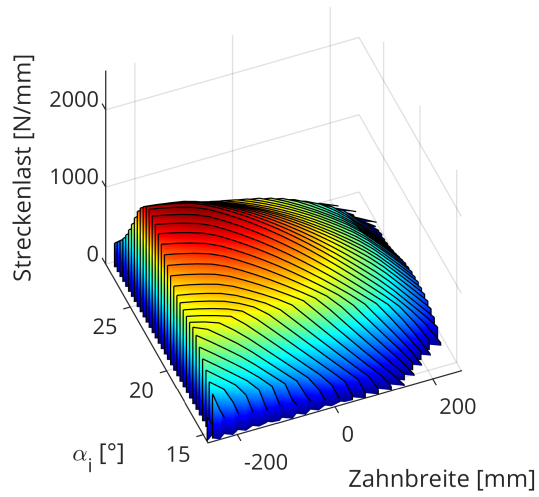
Abbildung A.8: Breitenlastverteilung des Eingriffs Sonne-Planet über eine Stegumdrehung im Anlagenmodell für verschiedene Betriebspunkte



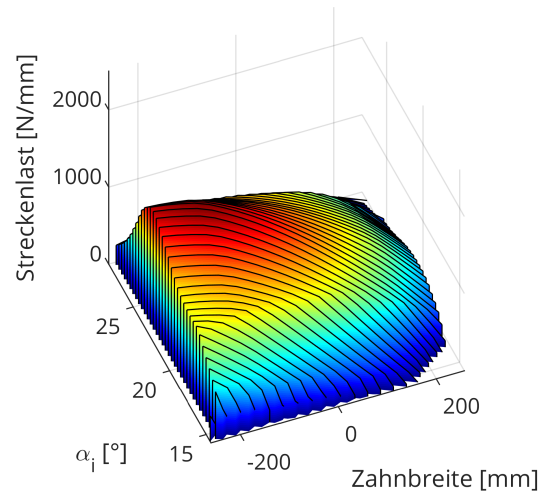
(a) BP1



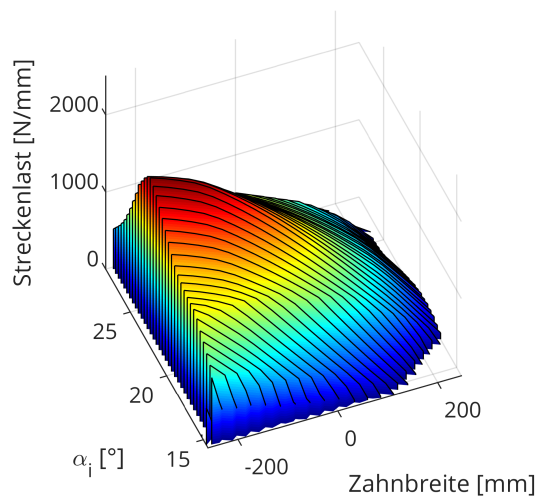
(b) BP2



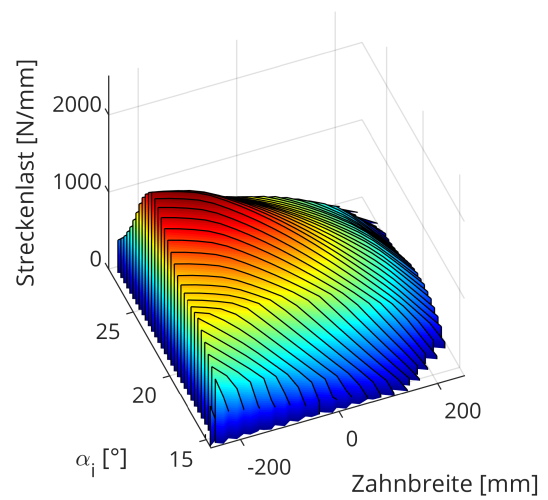
(c) BP3



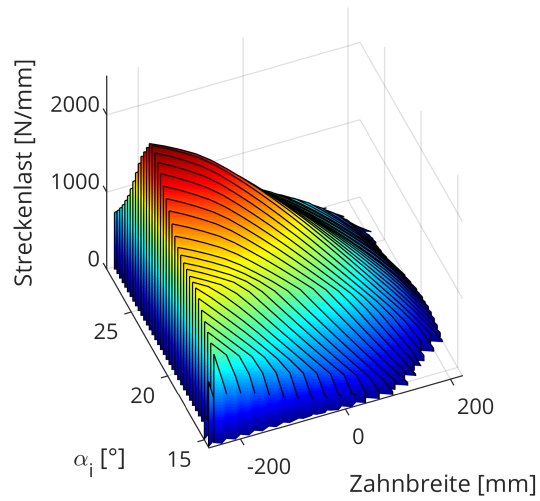
(d) BP4



(e) BP5

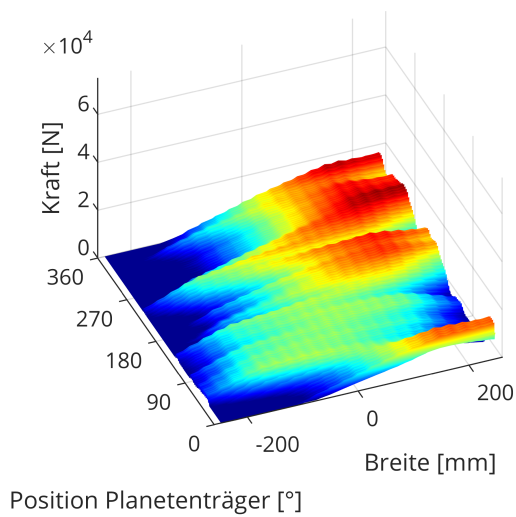


(f) BP6

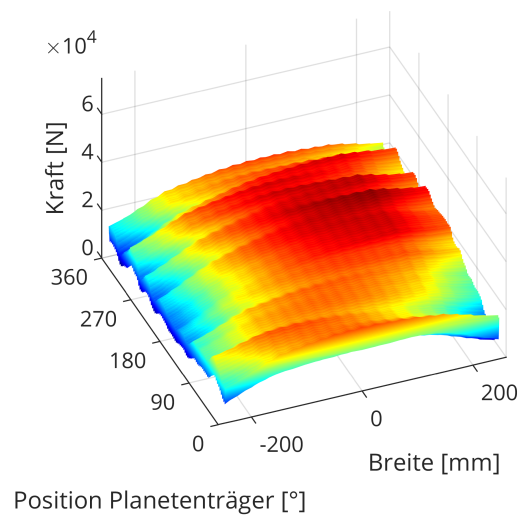


(g) BP7

Abbildung A.9: Lastverteilung über einen Eingriff für den schlechtesten Punkt im betrachteten Betriebspunkt im Eingriff Sonne-Planet



(a) BP1



(b) BP2



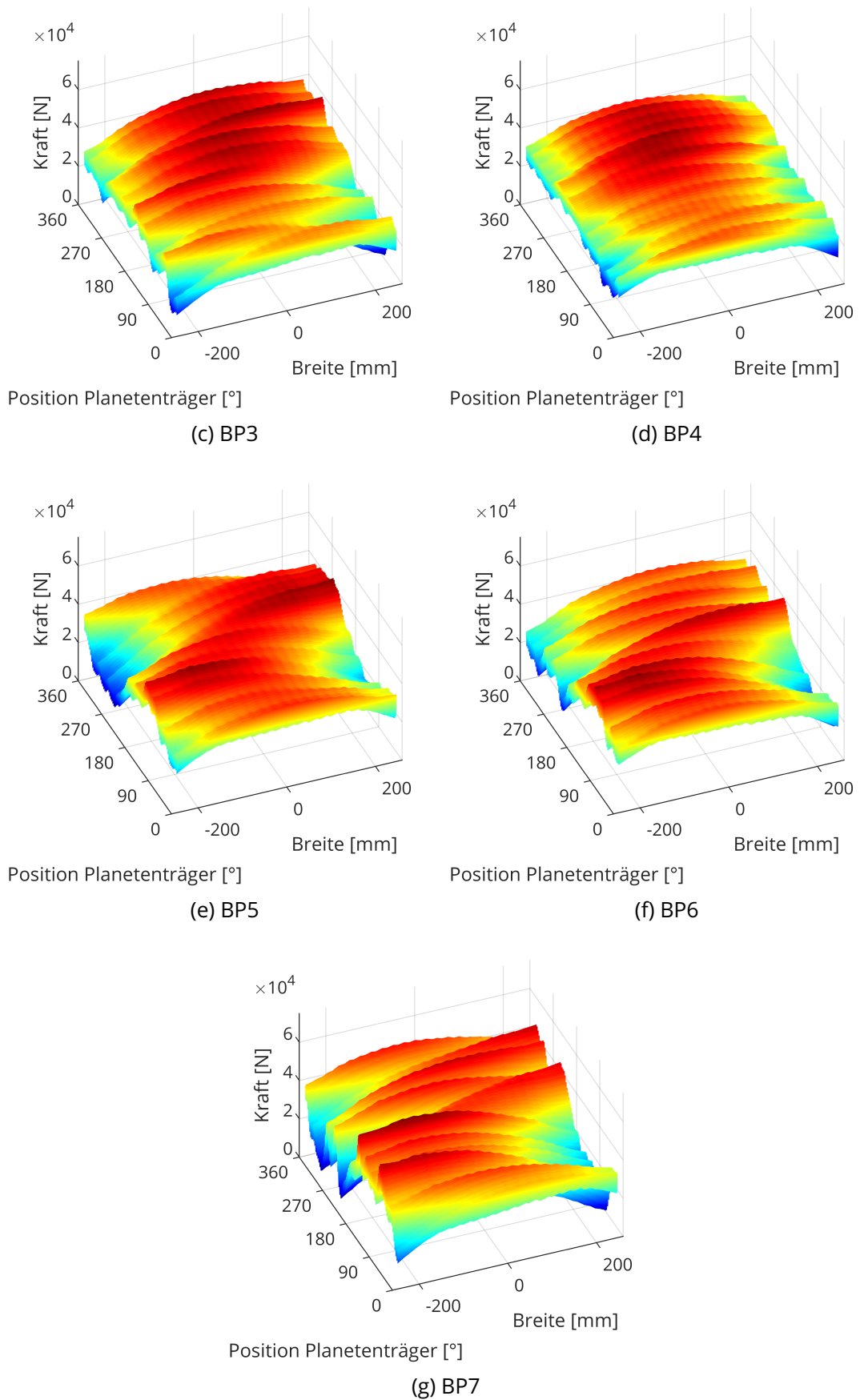
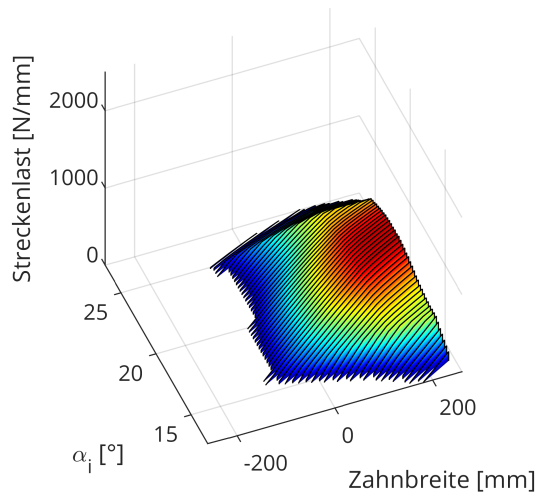
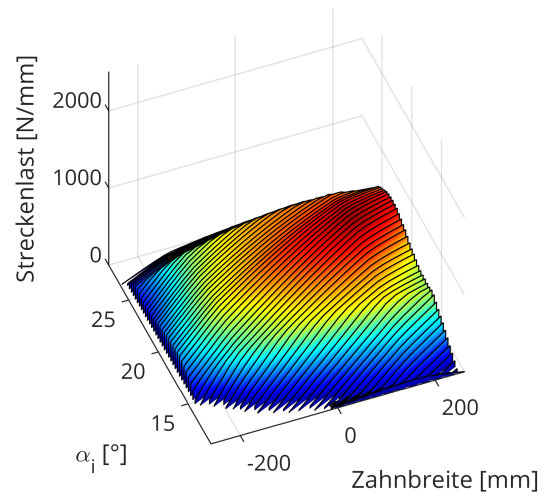


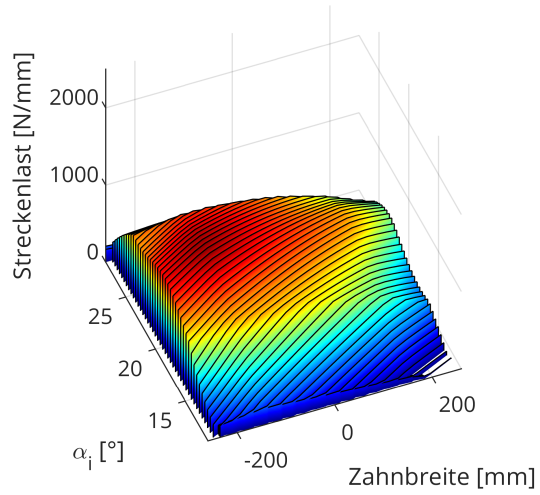
Abbildung A.10: Breitenlastverteilung des Eingriffs Hohlrad-Planet über eine Stegumdrehung im Anlagenmodell für verschiedene Betriebspunkte



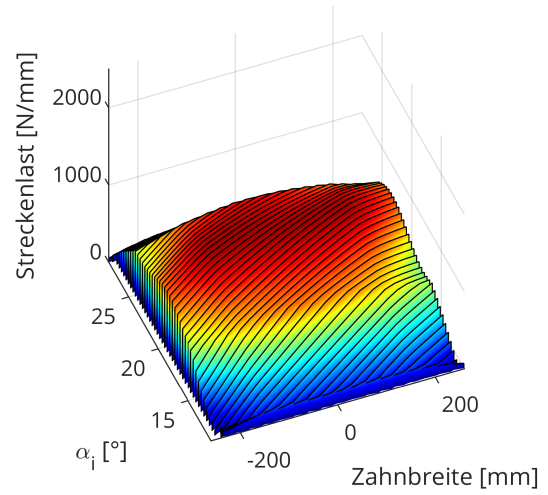
(a) BP1



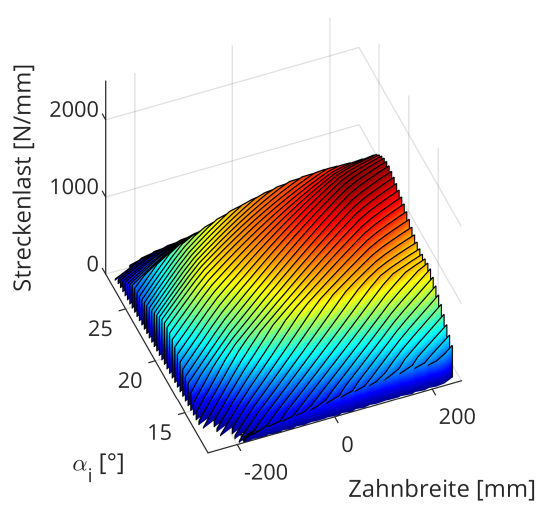
(b) BP2



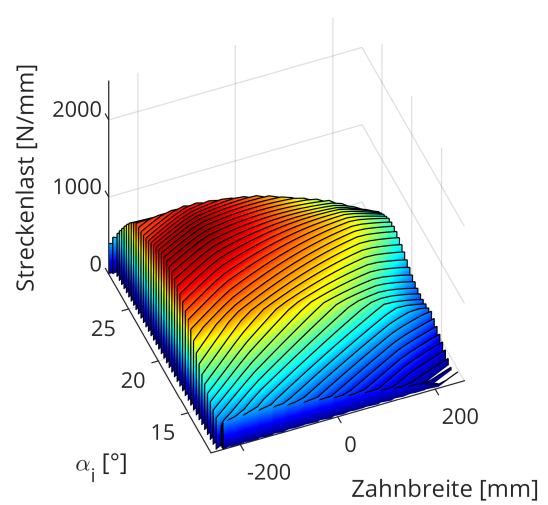
(c) BP3



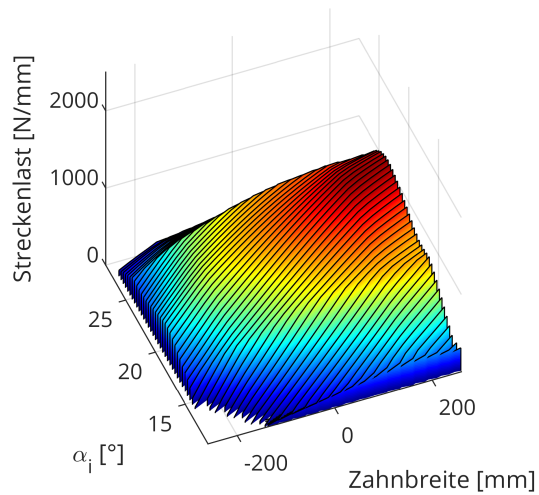
(d) BP4



(e) BP5



(f) BP6



(g) BP7

Abbildung A.11: Lastverteilung über einen Eingriff für den schlechtesten Punkt im betrachteten Betriebspunkt im Eingriff Hohlrad-Planet

## A.3 Lastaufteilung

### A.3.1 Getriebeprüfstand (GBX TRG)

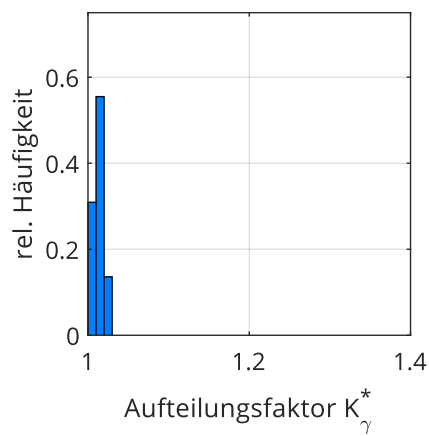


Abbildung A.12: Verteilung des Lastaufteilungsfaktors im Getriebeprüfstandsmodell

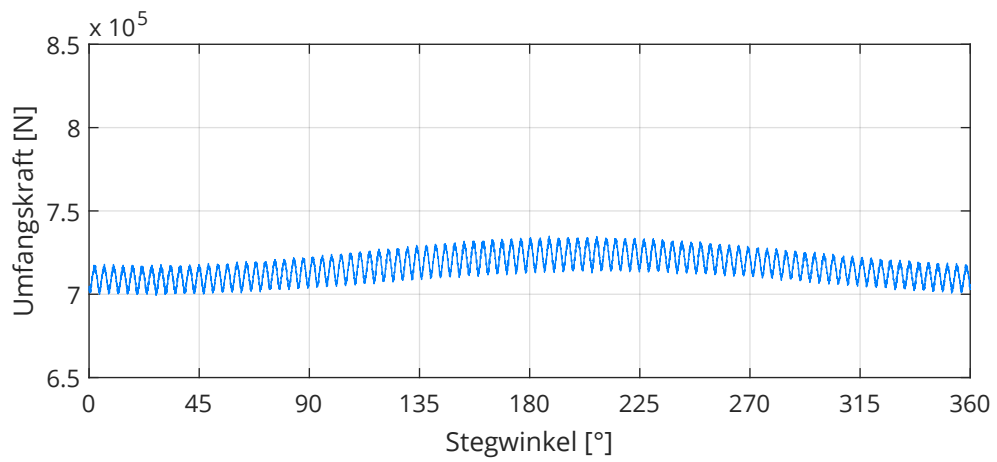


Abbildung A.13: Umfangskraftverlauf Hohlrad-Planet 1

### A.3.2 Anlagenprüfstand (WT TRG)

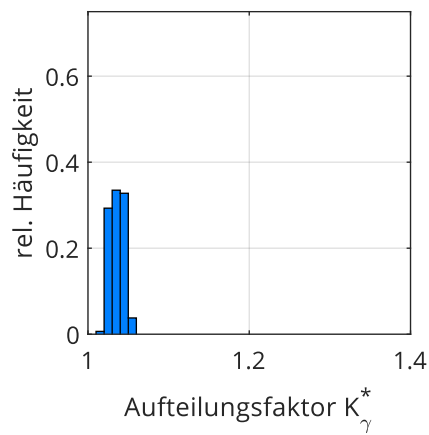


Abbildung A.14: Verteilung des Lastaufteilungsfaktors im Anlagenprüfstandsmodell

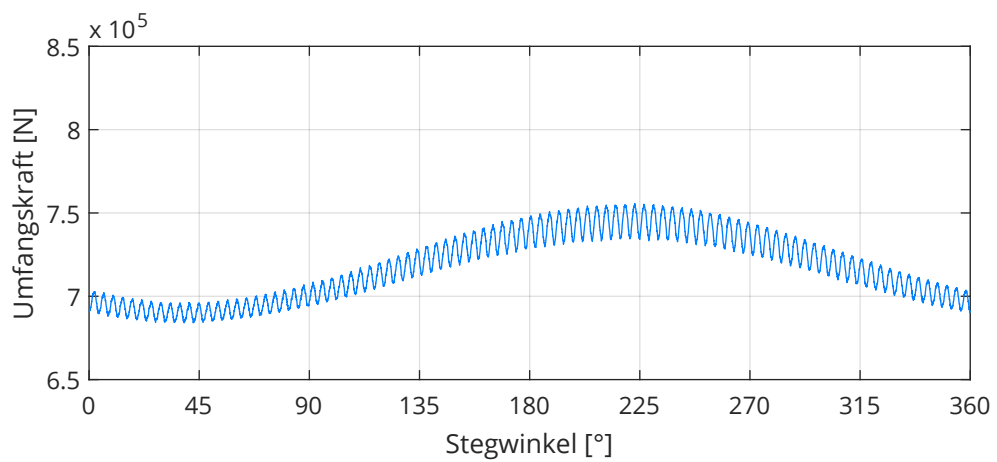
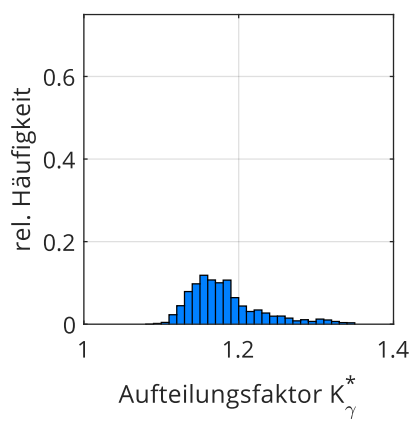
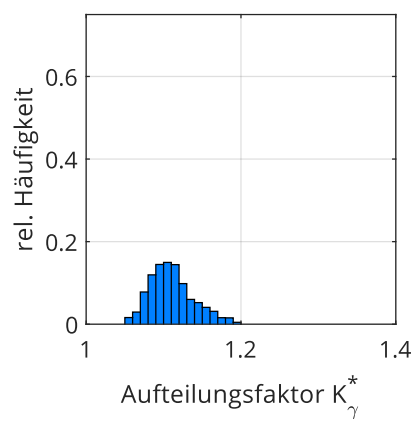


Abbildung A.15: Umfangskraftverlauf Hohlrad-Planet 1

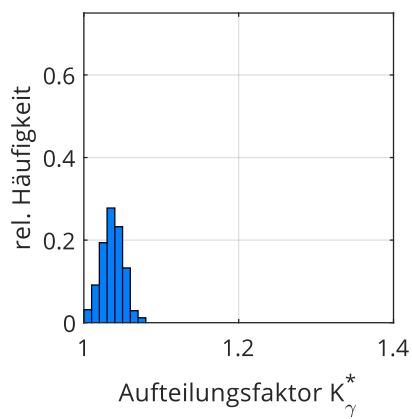
### A.3.3 Anlage (WT)



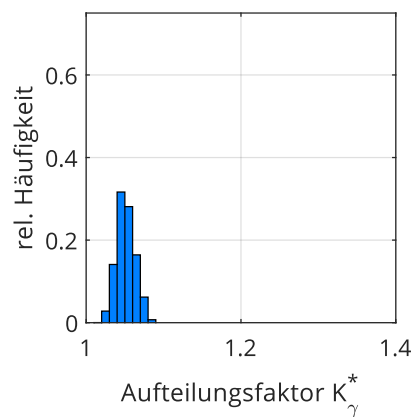
(a) BP1



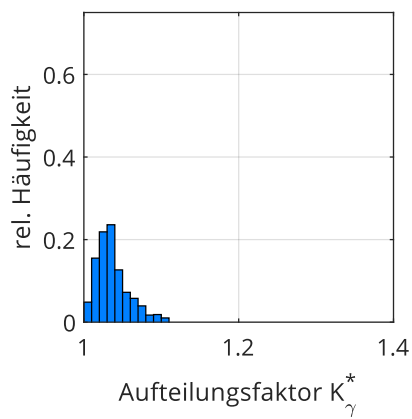
(b) BP2



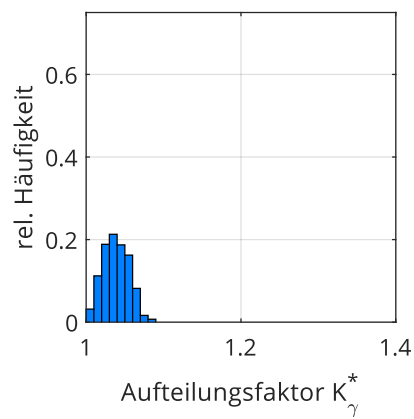
(c) BP3



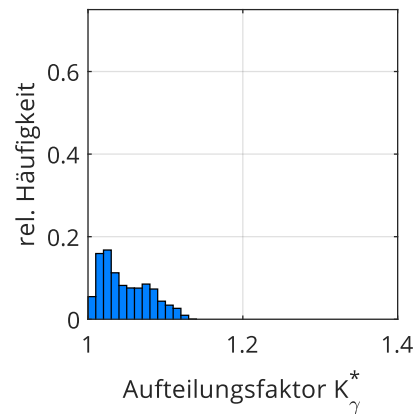
(d) BP4



(e) BP5



(f) BP6



(g) BP7

Abbildung A.16: Verteilung des Lastaufteilungsfaktors für die einzelnen Betriebspunkte im Anlagenmodell

## A.4 Lagerlebensdauer

### A.4.1 Getriebeprüfstand (GBX TRG)

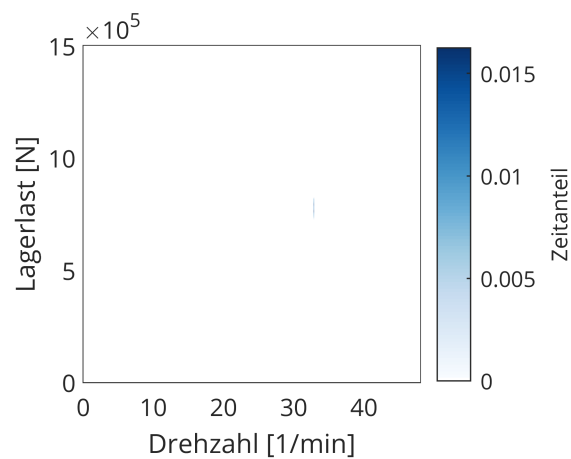


Abbildung A.17: Lastkollektiv des rotorseitigen Lagers, Planet 1

#### A.4.2 Anlagenprüfstand (WT TRG)

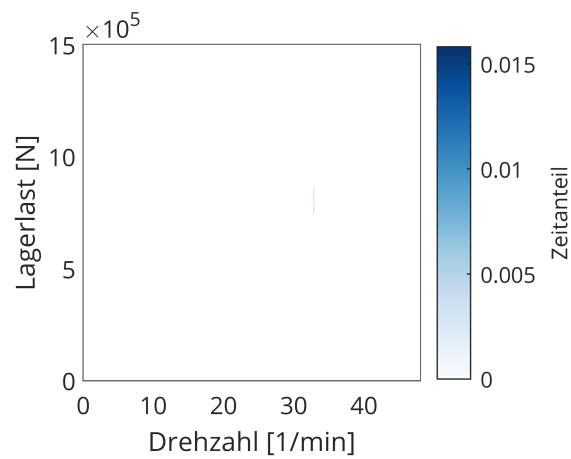
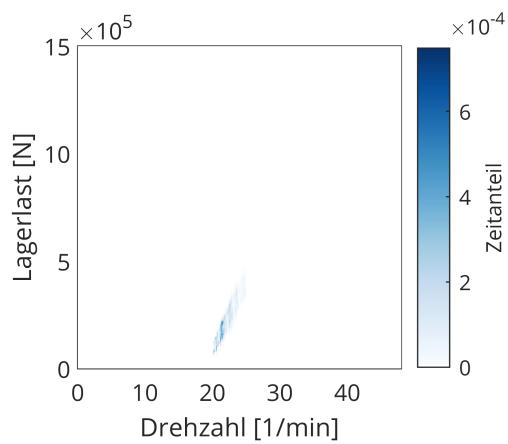
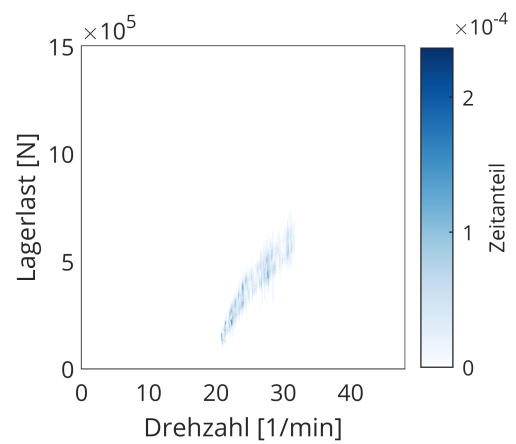


Abbildung A.18: Lastkollektiv des rotorseitigen Lagers, Planet 1

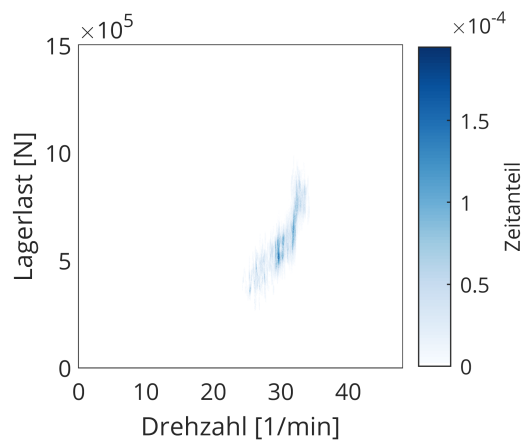
#### A.4.3 Anlage (WT)



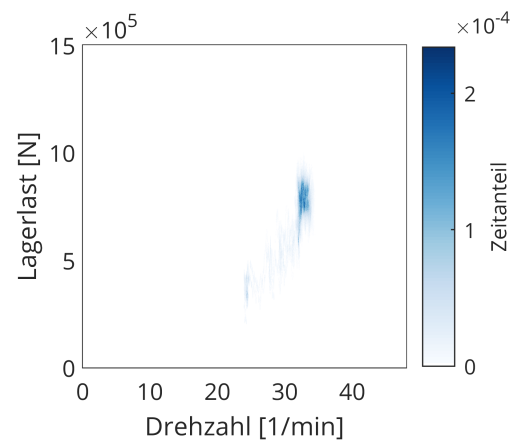
(a) BP1



(b) BP2



(c) BP3



(d) BP4

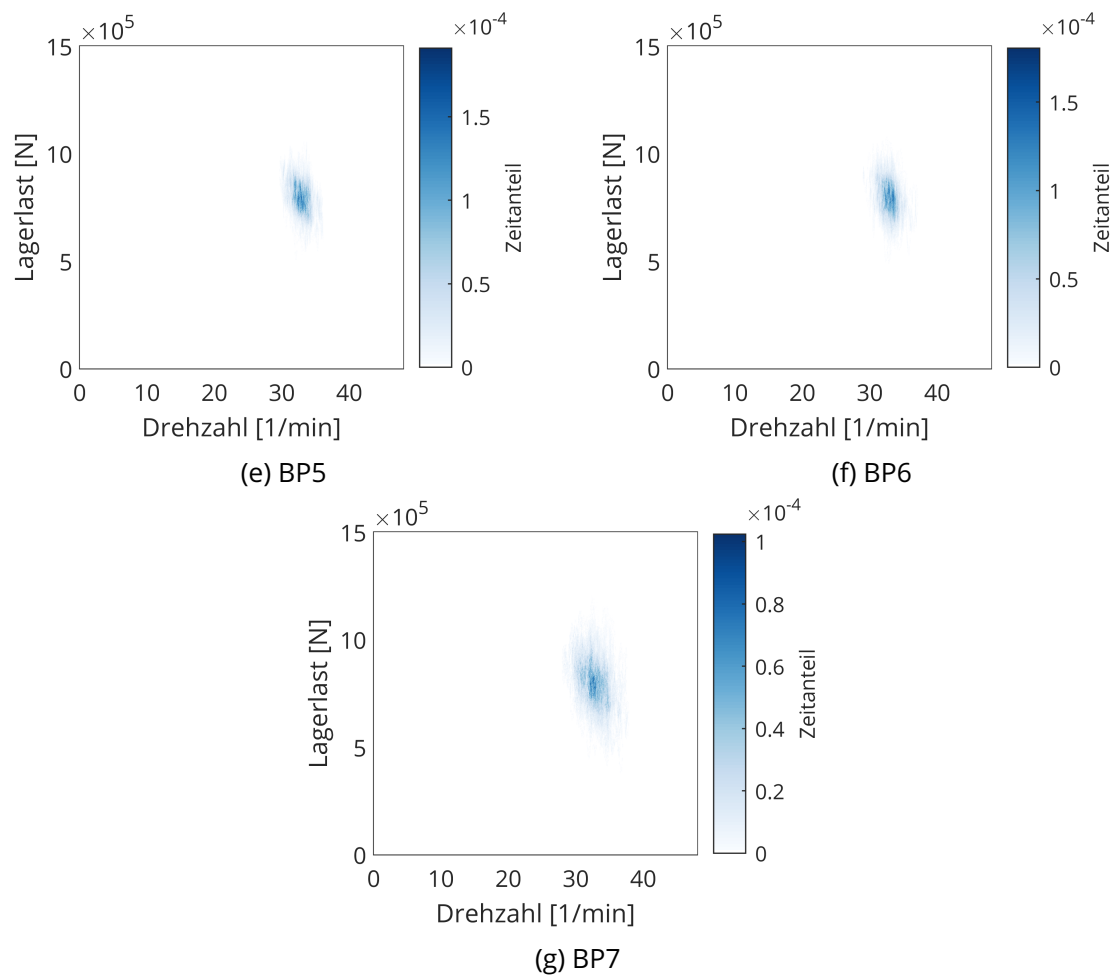


Abbildung A.19: Lagerlastkollektive für die einzelnen Betriebspunkte, rotorseitiges Lager, Planet 1



## A.5 Ergebnisse mit flexiblen Körpern

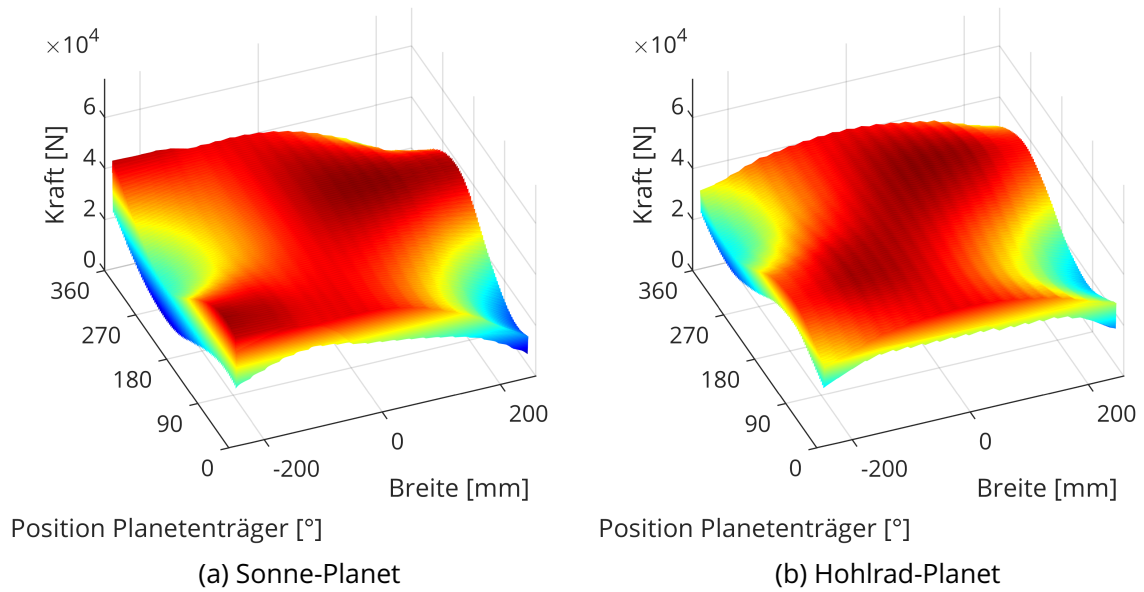


Abbildung A.20: Umfangskraftverteilung über einen Stegumlauf bei Einsatz flexibler Körper

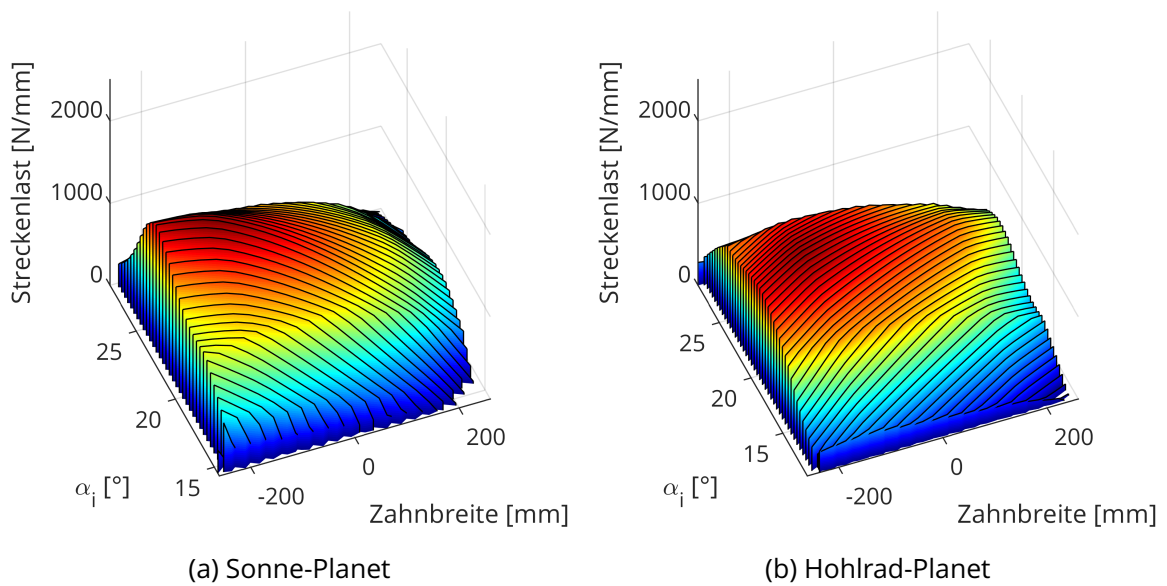


Abbildung A.21: Linienlastverteilung über einen Eingriff am Punkt schlechtester Breitenlastverteilung

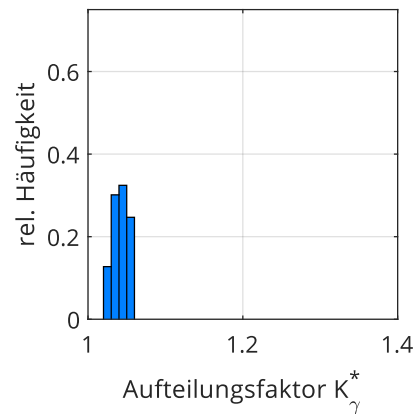


Abbildung A.22: Verteilung des Betriebsaufteilungsfaktors über eine Stegumdrehung

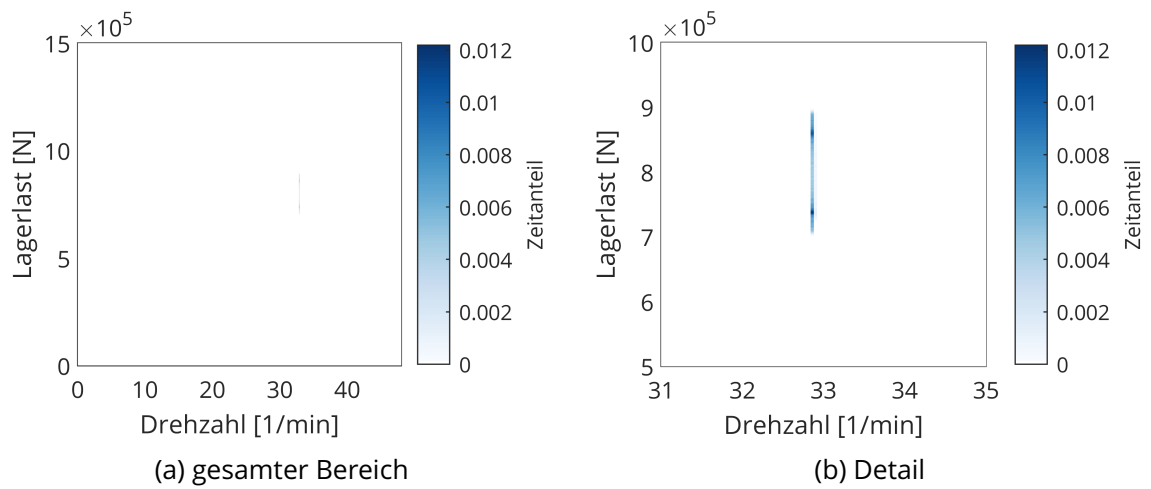


Abbildung A.23: Lagerlastkollektiv rotorseitiges Lager, Planet 1 im gesamten Betriebsbereich und vergrößertem Ausschnitt